

离心压缩机的级

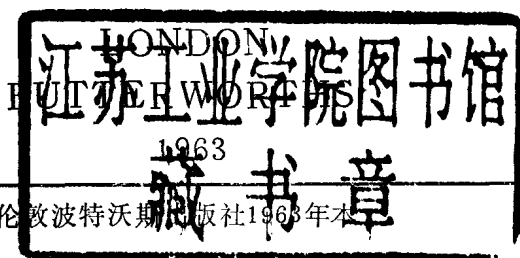
T·B·弗格逊 著

林 树 杰 译

沈阳鼓风机研究所

一九八〇年·沈阳

THE CENTRIFUGAL
COMPRESSOR
STAGE



译自伦敦波特沃斯基出版社1963年本

沈阳鼓风机研究所

一九八〇年

离心压缩机的级

沈阳鼓风机研究所

· 参考资料 · 内部发行

铁岭印刷厂印刷

1980年7月

工本费：1.20元

印数：3,000册

译 本 序

此书原为英国设菲尔德大学的弗格逊先生的教学讲义，后经作者广泛搜集各国关于离心压缩机的研究成果，整理编辑而成。

此书的特点是简明扼要，基本概念阐述得清楚，便于学习掌握；资料较为丰富，理论公式与实验结果兼收并蓄，并进行了分析对比，对制订设计方案有一定帮助；其中对影响压缩机性能的参数和需要计算的项目进行了较为详细的讨论，并给出了计算公式及方法步骤，为编制计算程序打下了基础。

同已有的离心压缩机方面的书籍一样，此书以一元流动为基础，而辅以若干的修正公式及数据。在第七章中作者专门介绍了三元流动理论及实用方法。

需要说明的是，此书版本较旧（六三年），所采用的是英制单位，~~但作为学习离心压缩机的基本理论、设计方法、试验手段以及运行方面的知识~~，此书仍有其优点。正如作者在英文版的序言中所说：“对在校大学生和已在透平压缩机领域工作而欲系统自修的人均有较大帮助”。

在本书的翻译过程中曾得到沈阳鼓风机研究所的大力协助，尤其是郑学仁工程师不辞劳苦地审阅全文，在此一并致谢。

鉴于水平所限，译文中一定有许多缺点乃至错误，热切希望读者给予指正。

译 者

一九七九年十二月

目 录

1. 绪 论	1
1.0 离心压缩机	1
1.1 压缩机级	2
1.2 多级	3
1.3 级中各部位的标号	3
1.4 离心压缩机的性能	4
2. 热力学	6
2.0 导言	6
2.1 稳定流动能量方程	6
2.2 热力学第二定律	8
2.3 可逆与不可逆过程	9
2.4 熵	9
2.5 滞止压力	10
2.6 过程的效率	10
2.7 气体和蒸汽的性质	21
2.8 计算的基础：一元可压缩流动	28
3. 流体力学	32
3.0 导言	32
3.1 流体微团运动方程	32
3.2 对于控制面的动量和动量矩	34
4. 通过压缩机级的一元流动	37
4.0 导言	37

4.1	级的稳定流动能量分析	38
4.2	动量矩方程在离心叶轮上的应用	39
4.3	级的反作用度	43
4.4	级效率随反作用度的变化	43
4.5	叶轮进出口最小马赫数的条件	46
4.6	压缩机级的滞止	51
4.7	压缩机级中的流动情况	53
5.	级中的能量损失	61
5.0	导言	61
5.1	空气动力损失	61
5.2	圆盘摩擦损失	68
5.3	泄漏损失	72
5.4	总输入功率	76
6.	级性能(参数)的关系	80
6.0	导言	80
6.1	流动相似	80
6.2	雷诺数	86
6.3	可压缩性的影响	88
6.4	高马赫数下的特性	90
6.5	$\mu-\varphi_2$ 的最佳效率点图	93
6.6	非空气试验介质的使用	94
6.7	对于给定的任务的转速、 叶轮直径及功率的计算	96
6.8	对叶轮周速的限制	100
7.	叶轮	103
7.0	导言	103

7.1	相对涡流及其对叶轮传递能量的影响	103
7.2	叶轮出口速度分布 对叶轮能量传递的影响	105
7.3	滑动因子	107
7.4	叶轮内的等熵流动	113
7.5	设计参数对级性能的影响	127
8.	静止流道	138
8.0	导言	138
8.1	进气室	138
8.2	扩压器系统	140
8.3	排气室	149
9.	压缩机级的非稳定运转	159
9.0	导言	159
9.1	喘振的定性解释	160
9.2	并联压缩机的喘振	161
9.3	旋转失速	162
9.4	不稳定运转的实验研究	163
10.	压缩机非设计工况的控制	168
10.0	导言	168
10.1	恒转速运行	168
10.2	变转速运行	173
10.3	小结	173
11.	压缩机的试验	174
11.0	导言	174
11.1	鉴定试车	174
11.2	发展试验	179

第一章

绪论

1.0 离心压缩机

离心压缩机是产生压力的机械中所谓透平压缩机的一种。在其内部，能量以动力学的方式从一个旋转的构件（叶轮）传给连续流动的工作介质。它有别于轴流压缩机（另一种透平压缩机）的特征是，流经叶轮的流体动量矩的增大，其中部分上是靠叶轮出口直径比进口直径大的结构来实现。离心压缩机可分别称为通风机、鼓风机、增压器、管道增压机、排气机或压缩机，它们之间的界限不是很分明的。一般说来，通风机是低压的压缩机，鼓风机是中等压力的压缩机；而管道增压机、排气机和增压器，则是根据它们的用途命名的。

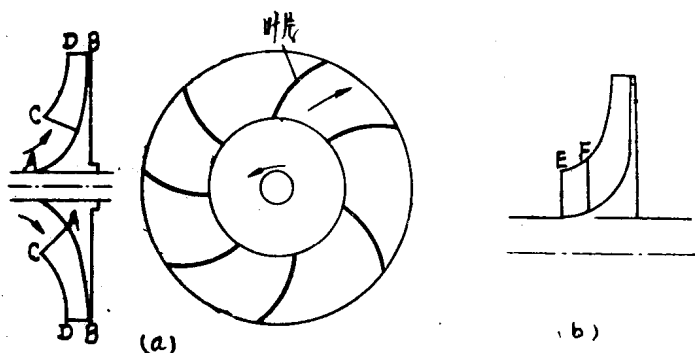


图1.1 (a) 叶轮；(b) 带导风轮的叶轮

1.1 离心压缩机的级

压缩过程在压缩机级里进行，级由四个元件构成：

(a) 进气室；其作用是使流体加速进入叶轮进口。进气室的出口一般称作“眼”。

(b) 叶轮；在其内进行能量传递，提高流体的动能和压力。

(c) 扩压器；其作用是将叶轮出口流体的较高的动能转换成压力。

(d) 排气室；它是一个流体汇集器，由一个蜗形或螺旋形通道和一个将流体的动能进一步转化成压力的圆锥形出口扩压器组成。

为了具体地描写叶轮和扩压器，尚须作进一步的规定。

图 1.1 示出的叶轮各元件是：

(a) 叶片；将能量由叶轮传递给流体的元件。

(b) 轮盘面；图上的AB面。

(c) 轮盖面；CD面。CD面上加轮盖的叶轮称为闭式叶轮，但CD面是指描述叶轮几何形状的面，而不管叶轮是否为闭式。

(d) 图 1.1b 所示型式的叶轮上的EF部分，称为导风轮或旋转导流叶片。导风轮的作用是，在不增大流体旋转半径情况下增大流体的动量矩。

扩压器有的由一个称作无叶扩压器的环形空间（图 1.2a）构成，有的为一组导流叶片，后者称为叶片扩压器（图 1.2b）。

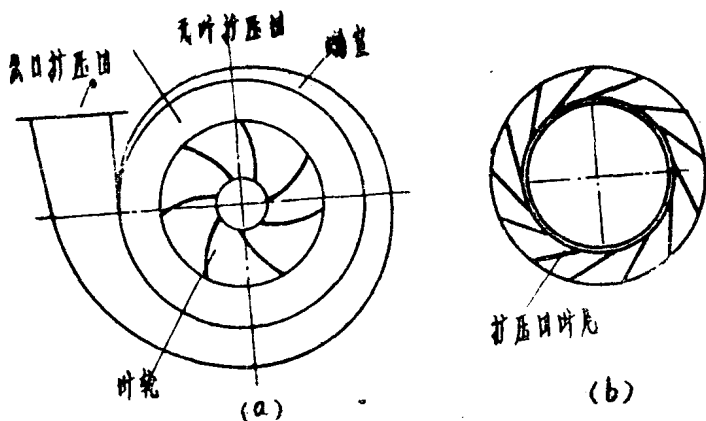


图1.2 扩压器：(a)无叶式；(b)叶片式

1.2 多级

如果指定的压升不能在一个级内获得，根据需要，可串联制造两个或更多个级，各个级由称为弯道以及回流器的流道连接。

1.3 级中各部位的标号

级中各部位的热力特性及几何形状是不一样的。下述标准符号系统将用来标注级中的部位。

0 级进口，如级进口压力 p_0 。

- 1 “眼”，即叶轮进口，如叶轮进口速度 c_1 ；
- 2 叶轮出口即“顶”，如叶轮出口温度 t_2 ；
- 3 扩压器出口，如扩压器出口比容 V_3 ；
- 4 级出口，如级出口压力 P_4 。

1.4 离心压缩机的性能

一台压缩机的作用是，用最少的输入功率提高一定质量流量气体的压力。因此，压缩机的性能用压升(或压比)及功率对质量流量的比率曲线来表述。该曲线称为特性曲线。如果一台压缩机以恒定的转速运行，其性能可以象图 1.3 那样表示。可见，一台离心压缩机可以有一个宽阔的流量范围。

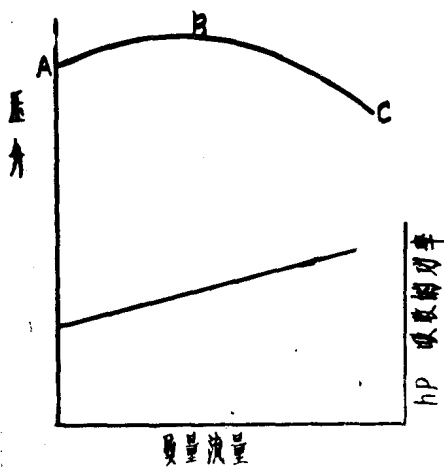


图1.3 等转速特性线

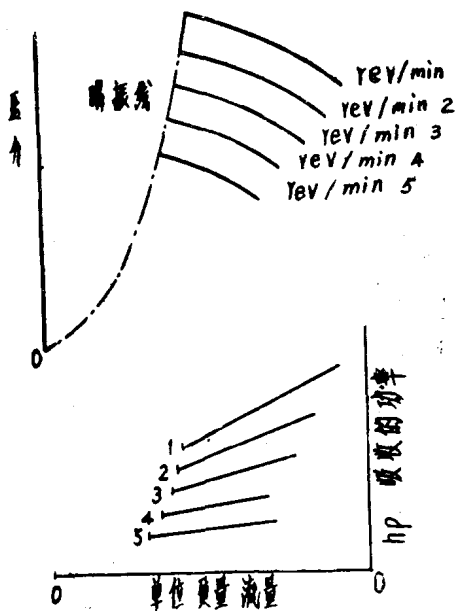


图1.4 变转速特性线

图 1.3 中的 AB 段理论上是不稳定的，B 点习惯上称为喘振点，一般说来只有 BC 段是可运行区域。改变压缩机的转速，可获得不同的特性曲线。这样，一台压缩机在一定的转速范围内的性能可由一族特性曲线来表示（图 1.4）。

一台压缩机在某一转速下的特性曲线取决于进口压力和温度以及被压缩气体的物理性质；因此压缩机特性曲线或者是针对特定条件而言或者表为无因次的形式。

第二章

热力学

2.0 导 言

为导出压缩机输入功率与它所引起的介质的焓、动能和位能变化之间的关系，在离心压缩机理论中要用到热力学第一定律。而应用热力学第二定律可定义理想压缩过程；实际压缩机的性能可以与该过程比较。

如果介质接近理想气体，能量关系可用压力和温度来表达，否则必须借助所处理的流体的特性表。

本章概述了热力学定律及有关的公式，所涉及的公式不作详细的推导，对于欲进一步研究的读者可参阅标准的教科书¹⁻⁴。

2.1 稳定流动能量方程

热力学第一定律实际上是能量守恒原理，其中包括以能量转换形式存在的功和热。设质量 m 系统经历了一个热力过程：它获得一个热传递 Q 和输入功 W ，以致该系统的比能 e 从 e_0 变化到 e_1 ，那么热力学第一定律可表示为

$$Q+W=m(e_1-e_0) \quad (2.1)$$

在流体机械的研究中，更为有用的是了解机器中两点间（如

压缩机进口和出口)用质量流量 m 、对应该质量流量的热传递 Q 和对应该质量流量的输入功率 W 形式表述的比能变化 (图2.1)。

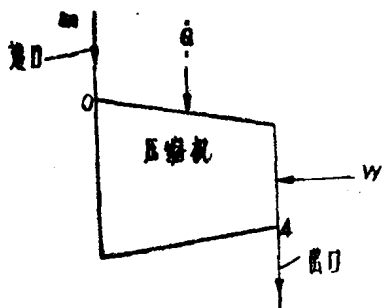


图2.1 热和功交换引起参数改变

在0截面, 压力 = p_0	在4截面, 压力 = p_4
比容 = V_0	比容 = V_4
比能 = e_0	比能 = e_4

可以证明²⁻⁴, 将热力学第一定律用于一台压缩机可得下述关系式, 即所谓的稳定流动能量方程:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \dot{m} [(e_4 + p_4 V_4) - (e_0 + p_0 V_0)] \quad (2.2)$$

在某基准面上高为 Z 、流速为 c 的流体, 其比能为比内能 u 、动能 $c^2/2g$ 和位能 Z 之和

$$e = u + \frac{c^2}{2g} + Z \quad (2.3)$$

介质的比焓定义为

$$h = u + pV \quad (2.4)$$

利用式(2.3)和(2.4), 稳流能量方程(2.2)可表为

$$\dot{Q} + \dot{W} = \dot{m} \left[(h_4 - h_c) + \frac{c_4^2 - c_0^2}{2g} + (Z_4 - Z_0) \right] \quad (2.5)$$

通常假定, 除非压缩机装有冷却器, 否则流体与其周围不存在热交换; 还假定压缩机进口到出口位能变化足够小, 以致可忽略不计。根据这些简化的假定, 式(2.5)可写成下面的形式

$$\dot{W} = \dot{m} \left[(h_4 - h_0) + \frac{c_4^2 - c_0^2}{2g} \right] \quad (2.6)$$

利用滞止焓H的概念, 式(2.6)可进一步简化; 所谓滞止焓是指, 焓为h、速度为c的流体, 在与外界没有热或功交换情况下其速度降为0时所具有的焓。

滞止焓的定义给出

$$H = h + \frac{c^2}{2g} \quad (2.7)$$

将式(2.7)代入(2.6)得

$$\dot{W} = \dot{m} (H_4 - H_0) = \dot{m} \Delta H_{0,4} \quad (2.8)$$

2.2 热力学第二定律

对于工程师们来说, 第二定律最意味深长的阐述是Planck⁵给出的:

“只冷却热源就能作功的循环发动机是造不成功的”。

2.3 可逆与不可逆过程

如果一系统及其周围经历一个过程后完全回复到它们的最初状态，该过程便是可逆的。所有不满足这个条件的过程被称为不可逆的。借助第二定律不难证明²，凡涉及(a)摩擦、(b)经过有限温度下降的热交换以及(c)自由膨胀的过程均为不可逆的。

2.4 熵

一个系统经历一个过程时，其熵的变化为

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dQ_{\text{rev}}}{t} \quad (2.9)$$

这里 S_1 和 S_2 是过程初始和终了时的熵， Q_{rev} 是状态1和2之间可逆的热交换量， t 为绝对温度。

根据热力学第二定律可以证明，对于不可逆过程

$$\oint \frac{dQ}{t} < 0 \quad (2.10)$$

对于可逆循环过程

$$\oint \frac{dQ}{t} = 0 \quad (2.11)$$

考察一个包含可逆和不可逆过程的循环，对于可逆过程，有

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dQ_{\text{rev}}}{t} \quad (2.12)$$

对于不可逆过程，有

$$S_2 - S_1 > \int_1^2 \frac{dQ}{t} \quad (2.13)$$

因此，对于绝热过程，如果过程为可逆的，熵不变（即等熵过程）；反之如果过程为不可逆的，熵增加。

2.5 滞止压力

所谓滞止压力 P ，是指焓为 h 、压力为 p 和速度为 c 的流体，在与外界没有功传递情况下速度等熵地降低到0时所具有的压力（图2.2）。

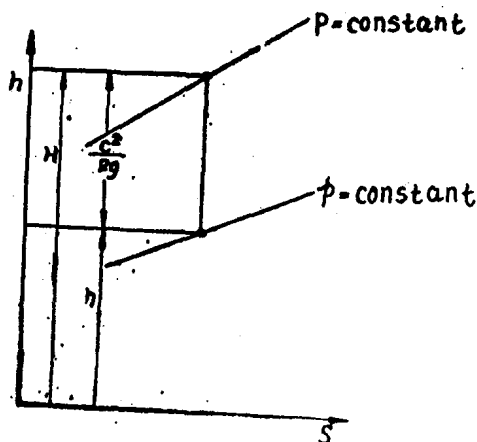


图2.2 滞止压力在 $h-s$ 图上的表示

相对于滞止压力 P ，压力 p 是指状态压力（静压）。

2.6 过程的效率

实际的压缩过程有摩擦，因而是不可逆的。一台压缩机的性能可以用过程的效率来衡量；效率是假定压缩机可逆地运行时需要的输入功率与实际输入功率之比。最常用的两个