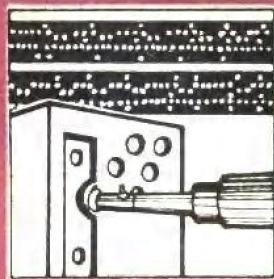
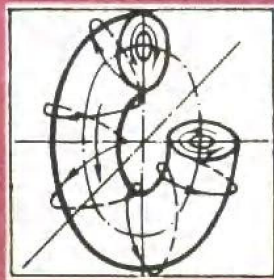
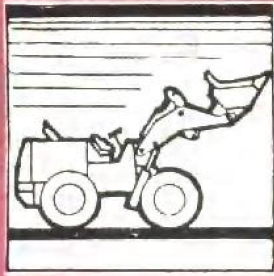


高等学校试用教材



轴流式压缩机

华中工学院乐志成 吕文灿 编



机械工业出版社

53

轴流式压缩机

华中工学院乐志成 吕文灿 编

机械工业出版社出版 (北京阜成门外百万庄南街一号)
(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 $787 \times 1092^{1/16}$ · 印张 $12^{3/4}$ · 字数 301 千字
1980 年 12 月重庆第一版 · 1980 年 12 月重庆第一次印刷
印数 0,001—3,500 · 定价 1.35 元

统一书号: 15033 · 4892

前 言

本书是根据一九七八年四月在天津召开的高等学校一机部对口专业座谈会的精神，和同年六月在西安拟定的《轴流式压缩机》教材编写大纲编写的。

根据少而精的原则，本书力图对轴流式压缩机的基本知识作简明扼要、深入浅出的阐述，并适当反映轴流式压缩机的近代先进水平。全书共分十一章：前三章讲述轴流式压缩机概论和基础理论；第四、五、六三章，较详细地论述了轴流式压缩机基元级、平面叶栅和级的基本理论；第七、八两章说明多级轴流式压缩机的两种典型设计方法；第九章介绍了轴流式压缩机的特性；第十章阐述了轴流式压缩机的三元流动理论，并着重介绍了流线迭代算法。轴流式通风机是国民经济中应用得最多的一种通用机械，因此，在讲述了轴流式压缩机基本理论的基础上，最后在第十一章中介绍了轴流式通风机的设计特点和计算方法，作为本书的选读内容。

本书作为高等工业院校气体动力机械或气体动力工程专业的试用教材，也可供从事压缩机和燃气轮机工作的工程技术人员参考。

本书由华中工学院乐志成副教授和吕文灿同志编写，西安交通大学程迺晋副教授和李超俊同志主审。两位主审对本书进行了详尽细致的审阅，并提供了许多宝贵意见，在此表示衷心感谢。

限于编者学识浅陋，书中谬误或不妥之处在所难免，敬希读者惠于指正。

一九八〇年九月

符号说明

A	面积, m^2 ; 系数	K_h	减功系数
a	音速, m/s ; 翼型前缘至最大挠度处的距离	K_m	系数
B	系数; s_2 流面角厚度	$K_{\psi\delta}, K_{\eta\delta}, K_{\varphi\delta}$	径向间隙对级能量头、效率及流量的修正系数
b	弦长, m ; s_1 流面片法向厚度	$K_{\psi\lambda}, K_{\eta\lambda}$	相对叶高对级能量头、效率的修正系数
b/t	叶栅实度	$K_{\psi\Delta r}, K_{\eta\Delta r}, K_{\varphi\Delta r}$	切割叶片对级能量头、效率及流量的修正系数
C	离心力, N ; 系数	$K_{\psi M}, K_{\eta M}$	级间影响对级能量头、效率的修正系数
c	绝对速度, m/s ; 翼型最大厚度, m ; 比热, $J/(kg \cdot K)$	K_{ψ}	能量头修正系数
\bar{c}	翼型相对厚度	K_{η}	效率修正系数
c_D	定压比热, $J/(kg \cdot K)$; 压升系数	k	绝热指数
c_r	绝对速度在 r 方向的分量, m/s	L	微元体所做之功, $N \cdot m$
c_θ	绝对速度在 θ 方向的分量, m/s	L_i	微元体对惯性力所做之功, $N \cdot m$
c_v	定容比热, $J/(kg \cdot K)$	L_p	微元体克服表面力所做之功, $N \cdot m$
c_x	阻力系数, $c_x = c_{x_D} + c_{x_A} + c_{x_B}$	l	叶片高度, m ; 翼型中线长度, m ; s_1 流面沿流线弧长方向线段, m
c_{x_A}	环面损失系数	M	马赫数; 动量矩
c_{x_D}	叶型损失系数	m	质量流量, kg/s 或 kg/min ; 计算 δ^* 的系数
c_{x_B}	二次流损失系数	m_1	混合物中单一成分质量
c_y	升力系数	N	功率, kW
c_z	绝对速度在 z 方向的分量, m/s	N_e	牛顿判别数
D	系数; 直径, m ; 扩压因子	n	转速, rpm ; 多变指数; 准正交线长度
\bar{d}	轮毂直径比	\bar{n}	折合转速
E	弹性系数; 总内能, J	\bar{n}'	沿流面法向单位矢量
Eu	欧拉数	n_s	比转速, $n_s = n_M$
e	s_1 流面沿流线方向线段; 翼型前缘至最大厚度处的距离, m	P	通风机全压, N/m^2
F	质量力、外力, N ; 通流面积, m^2 ; 相对流面函数	\bar{P}	压力系数
F'	叶片力, N	P_x	阻力
Fr	佛汝德数	P_y	升力
f	翼型中线最大挠度; 叶道面积; 函数	p	压力, N/m^2
f_h	喉部面积, m^2	p_c	临界压力
g	重力加速度, m/s^2	p_a	空气分压力, N/m^2
g_1	混合物中单一成分质量含量百分比	p_r	对比压力
H, h	压缩功、机械功, J/kg	p_s	水蒸汽分压力, N/m^2
H_r, h_r	能量损失, J/kg	Q	外加热量, J
\bar{h}	有效能量头系数	Q_w	气体与外界交换的热量, J/kg
h_i	欧拉理论能量头, J/kg	q	对单位质量气体所加热量, J/kg
\bar{h}_i	理论能量头系数	R	气体常数, $Nm/(kg \cdot K)$; 半径, m
I	转子焓, J/kg ; 旋涡强度		
i	焓, J/kg ; 长度比例系数; 冲角, deg		

Re	雷诺数
r	绝对坐标系径向坐标, 半径, m
r'	相对坐标系径向坐标, $r' = r, m$
r_i	混合物中容积成分百分比
Δr	叶片相对截割量
Sh	斯特鲁哈尔数
s_1, s_2	相对流面
s	熵, J/(kg·K)
T	绝对温度, K; 摩擦力, N/m ²
T_c	临界温度, K
T_r	对比温度
t	绝对坐标系时间, s; 摄氏温度, °C; 栅距, m
t'	相对坐标系时间, $t' = t, s$
U	内能, J
u	圆周速度, m/s; 单位质量内能, J/kg
V	体积; m ³ ; 容积流量, m ³ /s
\bar{V}	通风机流量系数
v	比容, m ³ /kg
w	相对速度, m/s
w_r	相对速度在 r 方向的分量, m/s
w_φ	相对速度在 φ 方向的分量, m/s
w_z	相对速度在 z 方向的分量, m/s
X, Y, Z	质量力 F 在直角坐标系中的分量, N
x	含湿量
x_1	前缘方向角, deg
x_2	后缘方向角, deg
z	绝对坐标系轴向坐标, m; 气体压缩性系数; 级数; 叶片数
z'	相对坐标系轴向坐标, $z' = z, m$
z_c	临界压缩性系数
α	绝对速度与圆周速度之间的夹角, deg; 攻角, deg; 流线切线与 z 轴的夹角, deg; 重热系数
β	相对速度与圆周速度之间的夹角, deg; 相对速度与子午流线切线方向夹角, deg
β_b	翼型安装角, deg
$\Delta\alpha, \Delta\beta$	气流转折角, deg
∇	微分运算符
δ	气流出口落后角, deg; 直径系数
δ_m	微元体质量
$\delta_r, \bar{\delta}_r$	径向间隙、相对径向间隙
$\delta_z, \bar{\delta}_z$	轴向间隙、相对轴向间隙
e	压力比; 最大误差值
η	效率

η_i	内效率
θ	绝对坐标系角坐标; 翼型弯曲角, deg
λ	速度系数
μ	动力粘性系数; 分子量; 阻升比
μ_i	混合物中单一成分的分子量
ν	运动粘性系数
ξ	损失系数
ρ	密度, kg/m ³
σ	指数, $\sigma = \frac{k}{k-1} \eta_{pol}$; 马赫角, deg;
	转速系数
φ, ϕ	相对坐标系角坐标, $\varphi = \theta - \omega t$, deg;
	流量系数; 相对湿度
ψ	准正交线 n 与 r 轴的夹角, deg; 流函数;
	能量头系数; 压头系数
ψ_i	能量头系数, $\Psi_i = 2\bar{h}_i$
ω	相对座标旋转角速度, 1/s
Ω	反应度; 涡度
Γ	速度环量

下标:

1	工作轮进口
2	工作轮出口, 导流器进口
3	导流器出口
A	安装角
ad	等熵
c	压缩机出口
cr	临界
eq	当量
h	叶根
i	级号
is	等温
j	压缩机进口; 准正交线号
k	流线号
loc	局部
M	模型
m	平均值
n	法向分量
o	计算工况、最佳工况或某特定值; $\delta r = 0$ 时之参数
opt	最佳
pol	多变
st	级或静参数
t	叶尖
w	损失值

x 直角坐标系 x 轴坐标
 y 直角坐标系 y 轴坐标
 z 直角坐标系 z 轴坐标; 末级或通流部分

上标:

* 滞止参数
 ν 迭代次数

单位符号 (本书一律采用国际单位制)

bar 巴
 $^{\circ}\text{C}$ 摄氏温度
 deg 度

h 时
 J 焦耳
 K 开尔文
 kW 千瓦特
 kg 千克
 m 米
 min 分钟
 mol 摩尔
 N 牛顿
 Pa 帕斯卡
 rpm 每分钟转速
 s 秒

目 录

前 言

符号说明

第一章 概述	1
§ 1-1 分类	1
§ 1-2 轴流式压缩机典型产品结构	2
§ 1-3 轴流式压缩机发展概况	5
第二章 热力学基础	9
§ 2-1 气体状态方程式	9
§ 2-2 稳定流动的能量方程	9
§ 2-3 热力学第一定律方程式	13
§ 2-4 伯努利方程式	14
§ 2-5 压缩机效率	15
§ 2-6 混合气体、湿空气	19
第三章 气体动力学基础	21
§ 3-1 连续性方程式	21
§ 3-2 理想流体的运动微分方程	22
§ 3-3 涡度	23
§ 3-4 速度环量	25
§ 3-5 动量方程与动量矩方程	25
§ 3-6 气动力函数	26
§ 3-7 相似理论	27
第四章 基元级	31
§ 4-1 概述	31
§ 4-2 流量、流量系数	34
§ 4-3 能量头、能量头系数	35
§ 4-4 反应度与预扭	37
§ 4-5 气体绕流叶栅的气动力方程	42
§ 4-6 基元级的效率	44
第五章 叶栅设计及实验数据	49
§ 5-1 翼型及叶栅参数	49
§ 5-2 按孤立翼型吹风实验数据方法设计叶栅	50
§ 5-3 按平面叶栅吹风实验数据方法设计叶栅	54
§ 5-4 按平面叶栅吹风数据的翼叶造型	61

§ 5-5 叶栅中的损失	66
§ 5-6 马赫数和雷诺数的影响	68
§ 5-7 叶栅负荷或扩压度限制	72
§ 5-8 超音速叶栅	73
第六章 级的理论——简化三元流动设计	78
§ 6-1 径向平衡方程式	78
§ 6-2 等环量级(自由涡流级)	81
§ 6-3 等环量级设计中的某些问题	85
§ 6-4 等反应度等值功的级	87
§ 6-5 半涡流级	90
§ 6-6 等 α_m 的级	90
§ 6-7 强迫涡流级	93
§ 6-8 一般设计规律	94
§ 6-9 径向间隙和轴向间隙的影响	96
第七章 多级压缩机设计计算(平面叶栅法)	98
§ 7-1 通流部分形式	98
§ 7-2 多级压缩机工作特点	99
§ 7-3 主要参数选择	103
§ 7-4 亚音速轴流式压缩机气动力计算(平面叶栅法)	105
第八章 多级压缩机设计计算(模拟级法)	118
§ 8-1 轴流式压缩机气流相似条件	1118
§ 8-2 单级模型试验数据简介	120
§ 8-3 某些结构参数对压缩机级特性的影响	123
§ 8-4 亚音速轴流式压缩机级模型法计算	130
第九章 轴流式压缩机特性	135
§ 9-1 轴流式压缩机特性线	135
§ 9-2 压缩机的不稳定工况——阻塞、旋转失速和喘震	138
§ 9-3 多级轴流式压缩机的喘震及	

防止方法 141

§ 9-4 轴流式压缩机的通用特性线 144

第十章 三元流动 147

§ 10-1 关于二类相对流面的概念及沿流面的偏导数 147

§ 10-2 气体沿 s_1 与 s_2 流面运动的基
本方程组 150

§ 10-3 流线迭代法 157

§ 10-4 三元流动计算的其他几种方法概述 166

第十一章 轴流式通风机设计 170

§ 11-1 通风机中的主要参数 170

§ 11-2 比转速 172

§ 11-3 轴流式通风机方案概述 173

§ 11-4 轴流式通风机主要结构参数选择 180

§ 11-5 轴流式通风机的设计方法 182

附录一 187

附录二 190

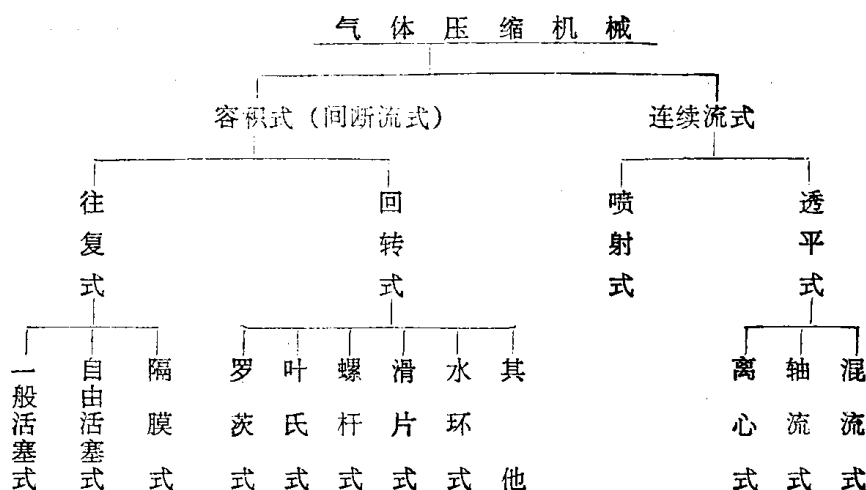
参考文献 193

第一章 概 述

§ 1-1 分 类

轴流式压缩机是气体压缩机械的一种型式。气体压缩机械的类型很多，要严格地对其分类是困难的，迄今尚无统一的分类方法。下面根据我国具体情况，简述分类方法。

一、气体压缩机械的分类



二、透平式压缩机械的分类

1. 按气流运动方向分类

离心式、轴流式和混流式统称透平式。而涡轮式、叶片式、叶轮式皆为义同词异的叫法。

离心式——气体在压缩机内大致沿离心方向（或半径方向）流动，有时称径流式。

轴流式——气体在压缩机内大致沿转轴平行方向流动。

混流式——气体在压缩机工作轮内的流动方向介于离心式和轴流式之间。

2. 按压力分类

透平式压缩机械按压力可分为压缩机、鼓风机、通风机和风扇。

(1) 风扇。指压力在 101325N/m^2 ，温度为 293K 状况下，出气口全压值不大于 98N/m^2 （表压）的风机。这种风机的工作轮不在风筒内旋转，亦称自由风扇。

(2) 通风机。指压力在 101325N/m^2 ，温度为 293K 状况下，出气口全压值小于 14710N/m^2 （表压）的风机。

(3) 鼓风机。指升压在 $14710\sim 245167\text{N/m}^2$ （表压）之间的风机。

(4) 压缩机。指升压大于 245167N/m^2 （表压），或压缩比大于3.5的压缩机械。

综上所述，轴流式压缩机械有轴流式压缩机、轴流式鼓风机和轴流式通风机或扇风机之分。

一般轴流式通风机又按压力分为：

低压轴流通风机——在压力为 101325N/m^2 ，温度为 293K 状况下，风机进、出口全压差小于 493N/m^2 ；

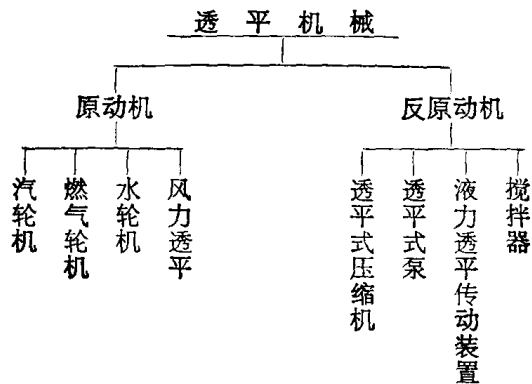
高压轴流通风机——在压力为 101325N/m^2 ，温度为 293K 状况下，风机进、出口全压差等于或大于 $493\sim 4935\text{N/m}^2$ 。

3. 除上述分类外，平时习惯上也有按用途命名的，如高炉鼓风机，空气分离压缩机、制冷透平式压缩机、锅炉引风机、隧道轴流式通风机等；也有按压缩气体来命名的，如煤气鼓风机、氮氢气压缩机、丙烯压缩机、氧气压缩机、天然气压缩机、裂解气压缩机等。

三、透平机械的分类

轴流式压缩机也属于透平机械类。

透平是外来语Turbine的音译技术名称。可意译为涡轮机，它泛指具有叶片或叶轮的动力机械，如汽轮机、燃气轮机和水轮机（有时也称为蒸汽透平、燃气透平和水力透平）和风能装置中的风力透平等。相应地对于具有叶片或叶轮的压缩机械、泵，则称为透平式压缩机和透平式泵。透平机械中还包括液力透平传动装置（联轴节、变矩器）、搅拌器等。



有时将汽轮机、燃气轮机和透平式压缩机统称热力透平机械。

§ 1-2 轴流式压缩机典型产品结构

一、主要性能参数

表征轴流式压缩机性能的有如下主要性能参数。

1. 流量

(1) 容积流量。习惯上均指进气容积流量，多用于固定式压缩机中。其单位为 m^3/min ， m^3/h ，在设计计算时用 m^3/s 。

在空气分离、石油及化工等流程中应用的压缩机，常以标准状态下的容积流量为指标，称标准容积流量，其单位为标准立方米/时（ Nm^3/h ），或标准立方米/分（ Nm^3/min ）。

标准状态的定义如下：

对压缩机，指压力和温度分别为 101325N/m^2 ， 273K ，相对湿度为零的大气状态。

对通风机，指压力和温度分别为 101325N/m^2 ， 293K ，相对湿度为50%的大气状态。

(2) 质量流量。运输式压缩机及燃气轮机装置中多用之。其单位常用 kg/s 。标准容积流量实为质量流量的一种表达形式。

2. 排出压力和压比

在固定式压缩机中常用排出压力，其单位为 N/m^2 即Pa（帕斯卡）。
在某些压缩机中，特别是燃气轮机的压缩机中常用压比 ϵ ，即

$$\epsilon = \frac{\text{排出压力 } p_c}{\text{进口压力 } p_i}$$

3. 转速

指压缩机工作轮的旋转速度，其单位为转/分(rpm)。

4. 功率

指压缩后气体所具有的气动力功率，驱动压缩机所需要的轴功率和原动机的功率等。其单位为kW。

5. 效率

效率是表征压缩机质量好坏的主要指标之一，后面将有专门章节讨论。

除效率外，每一台压缩机必须标出其流量、压力、转速和功率等主要性能参数，并注明其进气条件（进气压力、温度，有时还注明相对湿度）和气体介质。

二、典型产品结构介绍

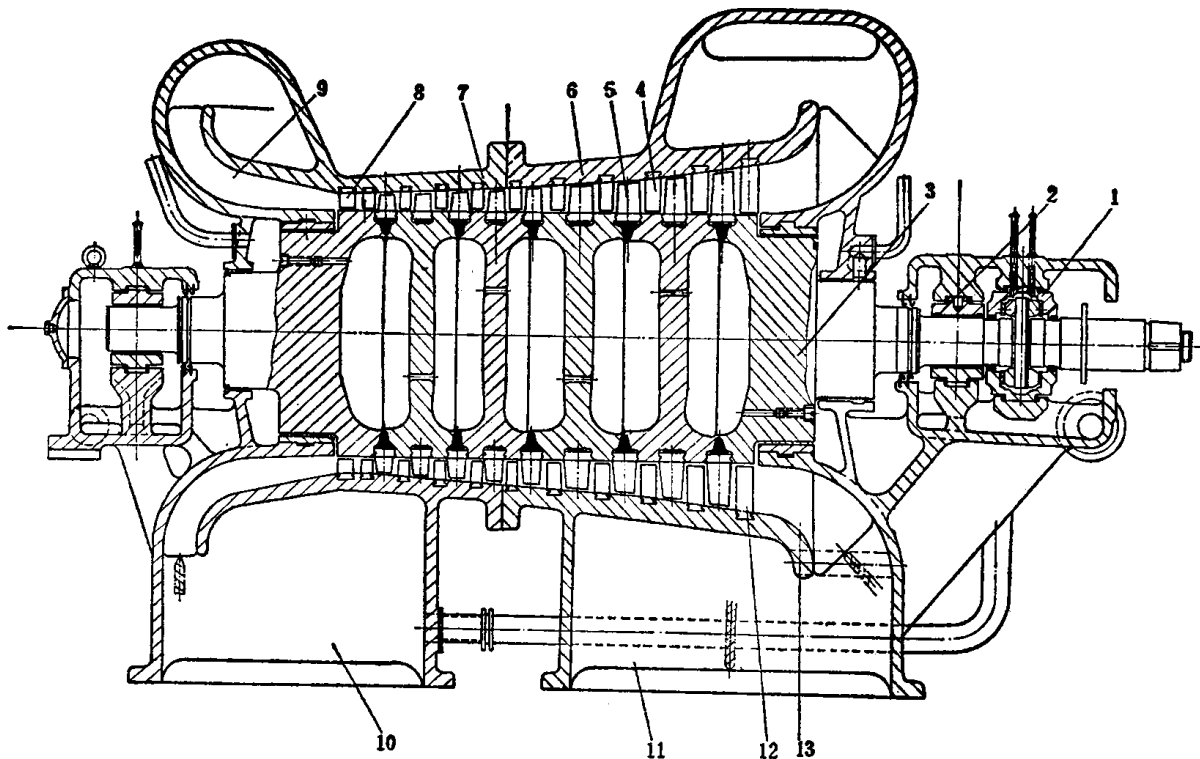


图1-1 Z3250-46轴流式压缩机

1—止推轴承 2—径向轴承 3—转子 4—导流器(静叶) 5—动叶 6—前气缸 7—后气缸
8—出口导流器 9—扩压器 10—出气管 11—进气管 12—进气导流器 13—收敛器

图1-1为我国生产的Z3250-46轴流式压缩机纵剖面图。压缩机为九级，由蒸汽轮机驱动。

1. 压缩机的主要性能参数

气体介质：空气

进气条件：进口压力 $p_i = 88260 \text{N}/\text{m}^2$ （绝压）

进口温度 $t_i = 34^\circ\text{C}$

进口容积流量： $3250 \text{m}^3/\text{min}$

出口压力: $p_c = 405996 \text{ N/m}^2$ (绝压) (压比为4.6)

压缩机工作转速: 4400rpm

压缩机所需轴功率: 10700kW

汽轮机功率: 12000kW

2. 通流部件及其功用

压缩机中的进气管、收敛器、进气导流器、级组(动叶和导流器)、出口导流器、扩压器和出气管等元件称为通流部件,其总成称为压缩机的通流部分。本教材的目的主要就是研究气体在轴流式压缩机通流部分(主要是级组)中的气动力热力学理论、实验数据及设计方法。下面简述各通流部件的功用。

(1) 进气管

进气管的作用是使大气或输气管道中来的气体较均匀地进入环形收敛器。

(2) 收敛器

它使进气管中的气流适当加速,以保证进气导流器前的气流具有均匀的速度场和压力场。

(3) 进气导流器

由均布于气缸上的叶片组成。它使气流沿叶片高度以一定大小的速度和方向进入第一级工作轮叶片(动叶)。

(4) 工作轮叶片(动叶)

它是由装在转盘上均布的动叶片组成。每一列动叶与其后面的静叶(导流器)组合在一起称为一级,本压缩机共有九级。转盘用焊接方法联成一体,称为转子(包括动叶)。

动叶的功用是将转子上的旋转机械功传给气体,以增加气体的压力能和动能。

(5) 导流器(静叶)

它由位于动叶后均匀固定在气缸上的一列叶片组成,称导流器,有时称中间导流器。导流器的功用是将工作轮叶片中流出来的气体动能转化为压力能。另一方面又使气流在进入下一级动叶前有一定的速度和方向。

由于轴流式压缩机大多是多级串联工作,故可使气流逐级压缩到所需要的压力。

(6) 出口导流器

在最后一级导流器后面,还在气缸上均匀装有一列叶片,称出口导流器。其功用是使末级导流器中出来的气流沿叶片高度转变为轴向流动,以避免气流在扩压器中有旋绕而增加损失。而且也可以使后面扩压器中的流动稳定,提高压缩机效率。

(7) 扩压器

气缸在压缩机通流部分的出口处形成一段环形的出口扩压器。其功用是将出口导流器中流出来的气流均匀地减速,使这一部分剩余动能(余速)有效地转化为压力能。

(8) 出气管

将气流沿径向收集起来输送到所需要的地方。

3. 其他结构简述

在转子的两端采用拉别令式(梳齿式)密封,以保证气流的漏泄量减到最少程度。

由于本压缩机用焊接方法将转子联成一体而形成转鼓形,故增加了转子的强度和刚度,保证了压缩机的运转可靠性。

整个转子支承在两端的径向轴承上。在右端装有止推轴承以承受由于压缩气体在转盘上作用的轴向推力。

本压缩机气缸除了具有水平剖分面外,在中间还有一垂直剖分面,故有前、后气缸之分。

影响轴流式压缩机效率的重要因素之一,是叶片的原始翼型的优劣。Z3250-46轴流式压缩机采用了我国自己研制的原始翼型——东风I型叶片。

本压缩机的变工况由汽轮机的转速改变调节之。

§ 1-3 轴流式压缩机发展概况

在十九世纪,轴流式鼓风机已应用于矿山通风和冶金工业的鼓风。但限于当时的理论研究和工业水平,这种风机的全压为10~30毫米水柱,而效率仅达15~25%。

1853年都纳尔(Tournaire)向法国科学研究院提出了多级轴流式压缩机的概念。1884年英国C. A. 帕森斯(Parsons)将多级反动式透平反向旋转,得出了第一台实验用轴流式压缩机,但效率很低。二十世纪初,帕森斯制造了第一台轴流式压缩机(19级、流量 $85\text{m}^3/\text{min}$ 、压力 $12100\text{N}/\text{m}^2$ (表压)、转速4000转/分、效率约60%)。由于效率低,故轴流式压缩机未能成功地推广应用。

从本世纪三十年代开始,由于航空事业发展的需要,对航空燃气轮机进行了大量的理论和试验研究。特别是对轴流式压缩机的气动力学的理论研究和平面叶栅吹风的实验研究,使轴流式压缩机的效率提高到80~85%。从四十年代开始,轴流式压缩机已广泛应用于航空燃气轮机中,迄今仍占有很重要的地位。现代轴流式压缩机的效率可高达86~90%,除航空发动机外,还广泛应用于发电燃气轮机装置,舰船燃气轮机装置和机车燃气轮机装置中。

虽然轴流式压缩机目前仍主要应用于燃气轮机装置中,但随着钢铁、石油化工企业的不断大型化,轴流式压缩机在其他领域中也获得了发展。其中尤以高炉鼓风最为显著。瑞士爱舍尔-威斯公司于1949年制造了第一台轴流式高炉鼓风机,其流量为 $1200\sim 1800\text{m}^3/\text{min}$,压力为 $78775\sim 142179\text{N}/\text{m}^2$ (表压),转速为5200rpm,功率为3900kW,由电动机驱动。此后轴流式高炉鼓风机逐渐被采用,由汽轮机驱动,借改变汽轮机的转速来调节高炉所需空气量。这种压缩机的缺点是稳定工作区较窄,而且在部分负荷时压缩机的效率比较低。为了改善部分负荷时的性能,瑞士BBC公司研制了静叶可调机构,1960年制造出第一台静叶可调轴流式高炉鼓风机。其优点是在压力不变的情况下,流量范围较宽而且部分负荷下效率降低不多。因而在大型高炉鼓风机中得到广泛应用。

静叶可调机构的主要问题是解决静叶支持轴承的可靠性和耐用性。瑞士BBC公司采用了特殊的石墨轴承,在 200°C 的条件下进行了 5×10^6 次转动试验,轴承磨损只有18微米。按每小时转动25次计算,轴承寿命可达20万小时,故可认为是足够可靠耐用的。

图1-2为美国Elliott公司大型轴流式压缩机纵剖面图。压缩机为十级等内径结构,并且具有进气导流器和出口导流器。进气导叶和1~4级静叶可以调节,以改善压缩机变工况性能。

日本在1958年开始采用轴流式高炉鼓风机。1962年开始采用静叶可调轴流式高炉鼓风机。1965年以后静叶可调轴流式压缩机已成为高炉鼓风机的主要机型。

七十年代初期,日本川崎重工公司为新日本制铁公司的4197立方米容积的大型高炉配用

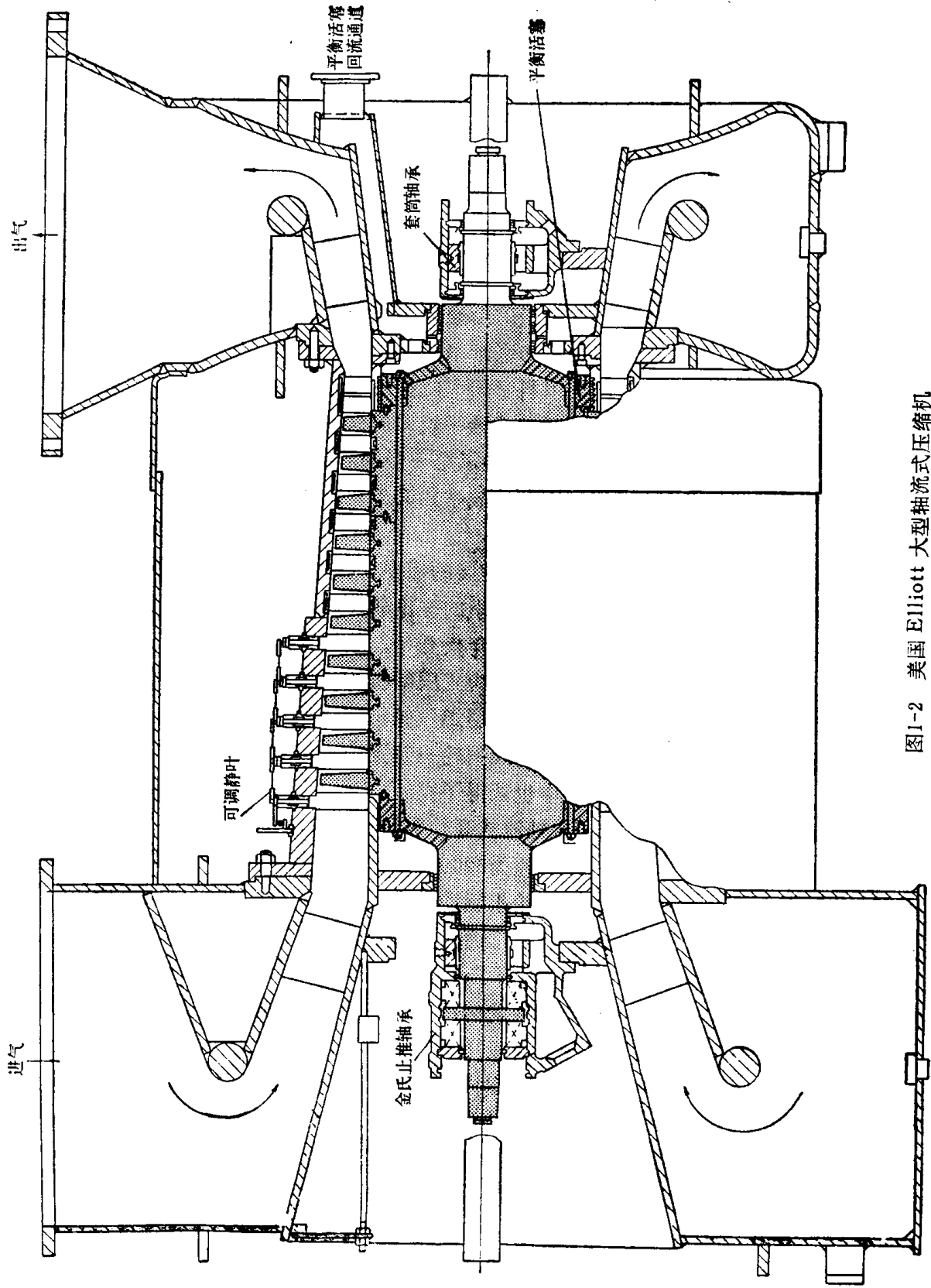


图1-2 美国 Elliott 大型轴流式压缩机

丁功率为六万千瓦的轴流式压缩机。其容积流量为 $10000\text{Nm}^3/\text{min}$ ，出口压力为 $657049\text{N}/\text{m}^2$ （绝对），转速 3600rpm 。压缩机为12级等内径结构，由同步电动机驱动。同期，日本三菱重工公司也制造了性能相近的17级等内径轴流式高炉鼓风机。上述压缩机的风量调节均用静叶可调解决之。

日本将大型高炉鼓风机用电动机驱动是出于如下考虑。一般驱动高炉鼓风机的汽轮机是由中压蒸汽驱动的。例如当蒸汽参数为 $2942010\text{N}/\text{m}^2$ 、 400°C 时，其蒸汽动力循环的热效率为30%。而静叶可调的大功率轴流式压缩机的电动机的电源则可由高压蒸汽动力循环装置供给，其热效率可达38~40%。这样就可使电动机方案节约燃料27%，对于大功率压缩机而言，这种节约是很可观的。另外，电动机驱动的压缩机可省掉蒸汽轮机的冷凝器及蒸汽管道，占地面积也可减少。并且鼓风机不必安装在动力厂而安装在高炉附近，也可以节省往高炉输气的大型管道，降低投资。

随着世界各国氧气炼钢的飞跃发展，轴流式压缩机在大型空气分离装置中亦获得了广泛应用。六十年代初期，日本日立公司在 $10000\text{Nm}^3/\text{h}$ 的制氧机中采用了轴流式压缩机。其空气流量为 $1083\text{Nm}^3/\text{min}$ ，出口压力为 $603112\text{N}/\text{m}^2$ （绝对），功率为 6300kW 。压缩机为双缸，气缸间设有中间冷却器。

近代制氧机装置中的空气压缩机常采用轴流式加离心式的混合型式。如西德 GHH 公司已制造了六台 AKF12/14 型轴流式压缩机。这是世界上最大的空气分离压缩机之一。其结构剖面图如图 1-3 所示，是三段二次中间冷却。第一段由八级轴流式和一级离心式叶轮组成。第二段由六级轴流式和一级离心式叶轮组成。第三段为悬于外端的一级离心式压缩机。压缩机的技术参数为：

最大吸入容积流量	$9250\text{m}^3/\text{min}$
吸入压力	0.85bar
压比	8
转速	3000rpm
壳体长度	$\sim 8\text{m}$
壳体直径	$\sim 4\text{m}$

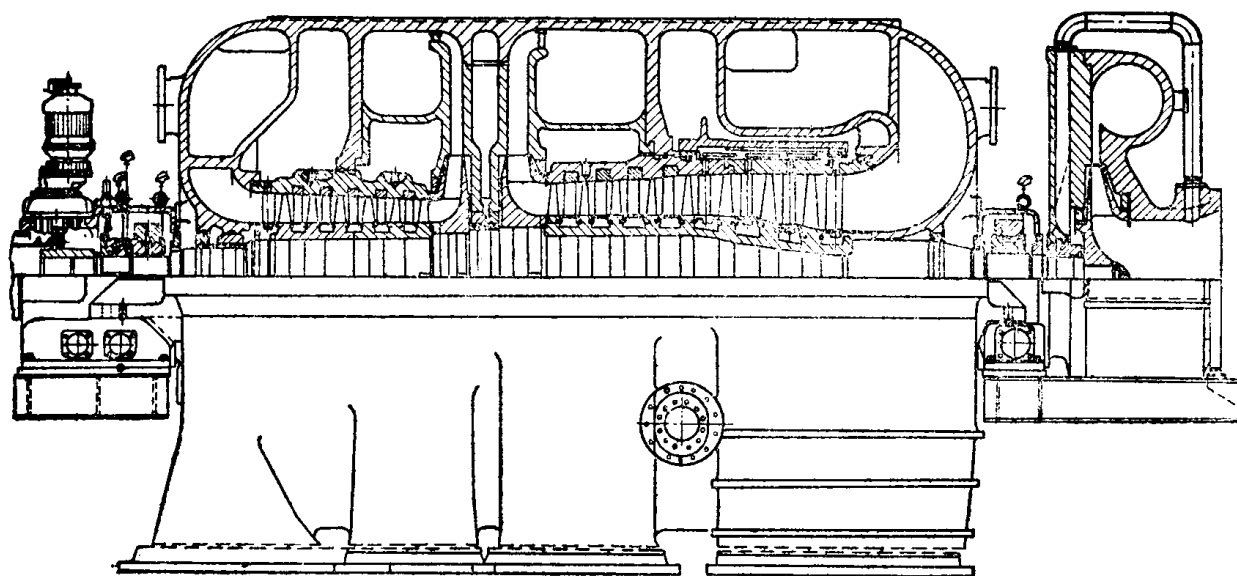


图1-3 AKF12/14型压缩机纵剖面图

GHH公司上述类型压缩机的一种较小型号的参数为：流量—4350m³/min，出口压力—7.56bar（绝对），进口压力—0.981bar（绝对），转速—3000rpm。低压缸八级轴流中有三级静叶可调，中压缸则只采用可调进口导流器叶片。

瑞士BBC公司也生产了一种六级轴流加三级离心的等温压缩机。九个级共装在一个机壳内，机壳为水平剖分。压缩机有三次中间冷却，即在轴流式后以及第一级和第二级离心式级后各装一对中间冷却器。按BBC等温压缩机结构特点，冷却器装在机壳内。机壳为焊接结构。压缩机系列的主要性能参数为：流量—2340~7500m³/min，压比—6~11，转速—5400~6000rpm，静叶可调。

表1-1列举了各国大型制氧设备空气压缩机的典型性能参数；均为轴流加离心的混合型式。

轴流式压缩机还应用于催化裂化，天然气液化等装置。已有的天然气液化轴流式压缩机排出压力达38.2bar，功率为80000kW，双缸。

表1-1 制氧设备空气压缩机（轴流+离心）

制氧量(Nm ³ /h)	48000	45000	35000		
流量(Nm ³ /h)	240000	263000	187000	251000	555000
压力(巴)(表压)	5.2	6.33	5.2	6.58	6.68
功率(kW)	25000	24000	17500	—	36000
转速(rpm)	—	4850/4450	—	3000	3000
国别及厂家	瑞士BBC	法国	日本石川岛播磨	西德GHH	西德GHH

我国的轴流式压缩机发展也是从燃气轮机装置中的压缩机开始的。解放后，我国除已生产了航空和舰艇用燃气轮机外，为了发展交通运输及电力工业，还生产了1500kW固定式发电用燃气轮机，1000kW和6200kW燃气轮机列车电站，3000(马力)的机车燃气轮机等。近年来还试制成功更大功率的燃气轮机作为驱动天然气管线压缩机的原动机。六十年代末期，我国试制成功Z3250-46轴流式高炉鼓风机，已于一九七〇年在南京成功地运转，为我国工业用轴流式压缩机的发展打下了良好基础。

第二章 热力学基础

§ 2-1 气体状态方程式

气体的主要状态参数压力 p 、比容 v 和温度 T 之间存在着一定的关系:

$$f(p, v, T) = 0 \quad (2-1)$$

在理想气体的情况下, 上述关系式可表达为:

$$pv = RT \quad (2-2)$$

或

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad (2-3)$$

式中 p ——压力, N/m^2 ;

v ——比容, m^3/kg ;

T ——绝对温度, K ;

$\rho = 1/v$ ——密度, kg/m^3 ;

R ——气体常数, $\text{N}\cdot\text{m}/\text{kg}\cdot\text{K}$, 它是与 p 、 ρ 、 T 无关的常数。

式(2-2)或式(2-3)称为克拉贝隆方程式。

在自然界中虽然不存在理想气体, 但某些气体, 如空气、氮、氢、氧气等, 在压力低于 $(50\sim 100)\times 10^5\text{N/m}^2$, 温度大于摄氏零度的范围内, 在工程上允许应用理想气体状态方程式进行计算。

近代透平式压缩机广泛应用于石油、化工工业。特别是在高压、低温的情况下, 被压缩的气体不能当作理想气体。因此, 理想气体的状态方程式不能应用。对于单一成份的气体, 大多可以应用气体状态图(如压—焓图等)进行计算。对于一些特殊气体, 特别是混合气体, 目前还无状态图可资利用。这时可应用下述近似的真实气体状态方程式:

$$pv = zRT \quad (2-4)$$

式中 z 为气体压缩性系数。其值与压力和温度有关, 即 $z = f(p, T)$ 。目前还未能找到一种对所有气体均通用的 z 值关系。

图2-1是根据气体通用临界压缩性系数 $z_c = 0.27$ 得出的 $z = f(p_r, T_r)$ 曲线, 其中 p_r 为对比压力, 它是气体压力 p 与该气体的临界压力 p_c 之比($p_r = p/p_c$); T_r 为对比温度, 是气体温度 T 与该气体的临界温度 T_c 之比($T_r = T/T_c$)。各种气体的 p_c 和 T_c 值可从有关的资料中查到。图2-1的曲线适用于空气、氩气、二氧化碳、乙烷、丙烷、丙烯、氟里昂12。若用 $(p_c + 8)$ 和 $(T_c + 8)$ 来代替 p_c 和 T_c 值, 则此曲线亦可用于氢气和氮气。

§ 2-2 稳定流动的能量方程

从热力学和气体动力学可知, 能量守恒和转化定律, 在定型(稳定)的一元流动中, 对一公斤质量的气体而言, 如略去位能变化, 则外界对气体所做的机械功加上气体与外界的热