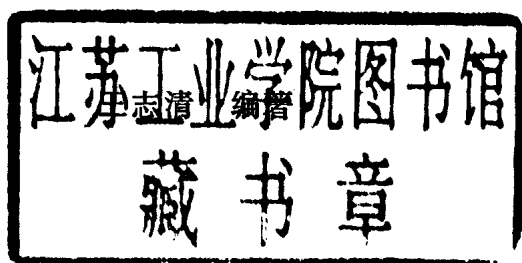


王志清 编著

透平压缩机的 调节运行与振动

机械工业出版社

透平压缩机的调节 运行与振动



机械工业出版社

本书内容包括透平压缩机的性能曲线与管网特性、压缩机与管网联合工作、压缩机的串联和并联工作；透平压缩机的调节原理、调节方法及其经济性比较、调节系统；透平压缩机的喘振现象和喘振的机理、防喘振条件和防喘振调节系统；透平压缩机的温度保护、压力保护和机械保护、轴流压缩机的逆流保护和防阻塞控制；透平压缩机组的启动、运行和停机；透平压缩机组的振动现象、机理、判断及其对策等。本书主要供从事透平压缩机设计、制造和运行维护的工程技术人员和高级工人阅读，也可作为透平压缩机专业和化工机械专业的大专院校学生的辅助教材。

图书在版编目 (CIP) 数据

透平压缩机的调节运行与振动/王志清编著. —北京:
机械工业出版社, 1996

ISBN 7-111-04842-3

I. 透… I. 王… II. ①透平式压缩机-调节-运行
②透平式压缩机-透平振动 IV. TH45

中国版本图书馆CIP数据核字 (95) 第12233号

出版人：马九荣（北京市百万庄南街1号 邮政编码100037）
责任编辑：蒋有彩 版式设计：张世琴 责任校对：肖新民
封面设计：方 芬 责任印制：卢子祥
三河市宏达印刷厂印刷 · 新华书店北京发行所发行
1996年1月第1版第1次印刷
787mm×1092mm¹/₃₂·9.25印张·199千字
0 001—2 000册
定价：17.00元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

前 言

作为“工业装置心脏”的透平压缩机，向着高压化、高自动化、多缸（多机）化方向发展。透平压缩机的性能调节、自动控制和自动保护、以及机械振动的监测和判断等问题，直接关系到透平压缩机组的稳定和安全运行。这已成为从事透平压缩机组设计、制造和运行工作的工程技术人员极为关注的重要课题。

基于这种情况，笔者曾于80年代初编著了《离心压缩机的调节与保护》一书，1983年出版发行后，承蒙读者的厚爱，很快就销售一空。后来相继收到各方面读者的来信，询问和探讨有关技术问题，并要求对该书进行修订再版，以满足未能购到本书的广大读者的需要。当时，由于主客观多方面的原因而未能实现。1988年以后，陕西鼓风机厂引进了瑞士苏尔寿公司的轴流压缩机技术，经过对引进技术的消化和样机试制，实现了国产化。国产的轴流压缩机，成功地使用在大型高炉和炼油厂催化裂化装置上，这不仅使我国的透平压缩机技术水平跨进了世界先进行列，而且为国家创造了巨大的经济效益和社会效益。在这种情况下，许多读者再次向我提出编写关于轴流压缩机和离心压缩机的调节、控制和运行以及振动方面的书籍的要求。为了满足读者的殷切希望，经过一年多素材的准备，于1994年初开始了编写工作。最初计划编写《透平压缩机的调节、控制与运行》和《透平压缩机组的振动问题》两个小册子。由于一些技术同仁的建议，

并与机械工业出版社商定，最后确定以《透平压缩机的调节、运行与振动》书名，将上述两个小册子合并为一本书出版。

本书内容包括透平压缩机的性能曲线与管网特性、压缩机与管网联合工作、压缩机的串联和并联工作；透平压缩机的调节原理、调节方法及其经济性比较、调节系统；透平压缩机的喘振现象和喘振机理、防喘振条件及防喘振调节系统；透平压缩机的温度保护、压力保护和机械保护、轴流压缩机的逆流保护和防阻塞控制；透平压缩机组的启动、运行和停机；透平压缩机组的振动现象、机理、判断及其对策等。

本书主要供从事透平压缩机设计、制造和运行维护的工程技术人员和高级工人阅读，也可作为透平压缩机专业和化工机械专业的大专院校学生的辅助教材。

本书的编写力求理论与实践相结合，把我从事透平压缩机设计、制造和指导现场安装调试运行工作所积累的技术资料 and 实践经验，深入浅出地介绍给读者。但是由于目前尚难以找到同类型的书籍可借鉴，因此，书中肯定会有不当之处，恳请读者批评指正。

作 者

1994年8月

目 录

第一章 透平压缩机的性能曲线与管网特性	1
第一节 离心压缩机的性能曲线及其特征	1
一、离心压缩机性能曲线的形状	1
二、离心压缩机性能曲线的分析	11
三、离心压缩机性能曲线的作法	12
四、级串联对离心压缩机性能曲线的影响	15
五、变转速对离心压缩机性能曲线的影响	17
第二节 轴流压缩机性能曲线的特点	19
一、透平压缩机的基本工作原理	19
二、轴流压缩机性能曲线的特点	21
第三节 压缩机与管网联合工作	22
一、管网特性曲线	22
二、压缩机与管网联合工作	25
第四节 透平压缩机的串联和并联工作	28
一、透平压缩机的串联工作	28
二、透平压缩机的并联工作	31
第二章 透平压缩机的调节	33
第一节 离心压缩机的调节	34
一、离心压缩机的出口节流调节	34
二、离心压缩机的进口节流调节	36
三、离心压缩机的进口气流旋绕调节	43
四、离心压缩机的变扩压器叶片角度调节	46
五、离心压缩机的变转速调节	49

六、离心压缩机的联合调节——变转速调节与其它调节	
方法的联合应用	51
七、常用调节方法的经济性比较	53
八、结论	56
第二节 离心压缩机等压力调节和等流量调节系统	57
一、液动调节系统	57
二、气动调节系统	61
三、电动调节系统	63
第三节 轴流压缩机的调节	65
一、轴流压缩机的调节方法	65
二、轴流压缩机变静叶角度调节	66
第三章 透平压缩机的喘振问题和防喘振控制	75
第一节 透平压缩机的喘振现象	75
一、喘振现象的产生	75
二、喘振现象与管网的关系	77
三、喘振现象的判断	80
第二节 透平压缩机喘振的机理	81
一、旋转脱离	81
二、渐进脱离和突然脱离	83
三、喘振的机理和喘振的类型	84
第三节 离心压缩机的防喘振条件	88
一、离心压缩机防喘振条件的导出	88
二、离心压缩机防喘振条件的简化	90
三、离心压缩机的几种防喘振条件	94
第四节 离心压缩机的防喘振控制系统	95
一、离心压缩机防喘振控制系统的工作原理	95
二、离心压缩机的防喘振控制系统	97
三、离心压缩机气动防喘振控制系统的实例	99
第五节 轴流压缩机的防喘振控制	113

一、确定轴流压缩机防喘振控制系统的基本条件	113
二、轴流压缩机防喘振控制系统的方案	114
三、轴流压缩机的防喘振控制系统	115
第四章 透平压缩机的控制与保护	125
第一节 透平压缩机的温度保护	125
一、透平压缩机缸、段间进气温度的保护	125
二、透平压缩机轴承温度的保护	127
三、润滑系统油温和冷却系统水温的保护	131
第二节 透平压缩机的压力保护	132
一、透平压缩机工作时的油压保护	132
二、透平压缩机工作时的水压保护	133
第三节 透平压缩机的机械保护	134
一、轴向位移(轴向推力)保护	134
二、机械振动保护	146
第四节 轴流压缩机的逆流保护	156
一、逆流形成的原因	156
二、防逆流保护系统	157
三、放空阀开启时间的监控	161
第五节 轴流压缩机的防阻塞控制	161
一、阻塞现象	161
二、防阻塞控制系统	163
第五章 透平压缩机组的启动、运行和停机	167
第一节 离心压缩机组的启动、运行和停机	167
一、离心压缩机组的启动	167
二、离心压缩机组的运行	169
三、离心压缩机组的停机	170
第二节 轴流压缩机组的启动、运行和停机	170
一、轴流压缩机组的逻辑控制系统	170
二、机组的启动程序控制	173

三、机组运行状态的监控	177
四、机组的停机程序和监控	182
第六章 透平压缩机组的振动问题	188
第一节 转轴振动的几个概念性问题	190
一、转轴振动的分类	190
二、转子弯曲振动临界转速	191
三、转子扭转振动临界转速	199
第二节 机组的强制振动	201
一、不平衡振动	201
二、分数谐波共振	206
三、轴刚度的非对称性引起的振动	209
四、滚动轴承的振动	211
五、齿轮引起的振动	216
六、流体力引起的振动	216
第三节 机组的自激振动	217
一、油膜振荡	217
二、蒸气(气隙)涡动	224
三、内部摩擦(滞后作用)引起的振动	227
四、摩擦涡动	229
第四节 流体机械的叶片振动	230
一、叶片振动强度的解析方法	231
二、与流体相关的叶片振动	237
三、汽轮机长叶片的叶片振动	239
四、高压汽轮机调速级动叶片的振动	242
五、气体透平叶片的振动	243
六、轴流压缩机叶片的振动	245
七、离心压缩机叶轮的振动	248
第五节 旋转机械振动的判断	250
一、振动的允许值和振动的监测	250

二、振动判断的一般程序	266
三、旋转机械振动的判断	266
参考文献	282

第一章 透平压缩机的性能曲线 与管网特性

性能曲线不仅反映了透平压缩机的压力、效率与流量的关系，而且还反映了压缩机的稳定工况范围。然而，一台压缩机能否在高效率工况下运行，主要取决于与压缩机联合工作的管网特性。因此，首先必须了解透平压缩机的性能曲线和管网特性曲线的特征、透平压缩机与管网联合工作，以及透平压缩机的串联工作和并联工作等问题，才能易于理解和掌握本书所论述的透平压缩机的调节控制与保护等 主要问题。

第一节 离心压缩机的性能曲线及其特征

一、离心压缩机性能曲线的形状

离心压缩机的性能曲线通常包括：

1) 出口压力 p_c (或压比 ε) 与进口容积流量 Q_j 的关系曲线，即 $p_c = f_1(Q_j)$ 或 $\varepsilon = f_2(Q_j)$ 曲线。

2) 效率 η 与进口容积流量 Q_j 的关系曲线。

离心鼓风机通常用多变效率 η_{pol} 与 Q_j 的关系曲线，即 $\eta_{pol} = \phi_1(Q_j)$ 曲线。

离心压缩机通常用等温效率 η_{td} 与 Q_j 的关系曲线，即 $\eta_{td} = \phi_2(Q_j)$ 曲线。

3) 功率 N 与进口容积流量 Q_j 的关系曲线，即 $N = \psi(Q_j)$ 曲线。

下面仅就 p_0 (或 ε) = $f(Q_j)$ 曲线和 $\eta = \phi(Q_j)$ 曲线进行简要分析。

1. p_0 (或 ε) = $f(Q_j)$ 曲线

离心压缩机叶轮对1kg气体做功, 按伯努利方程可表达为

$$h_{th} = \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + h_{fric} + h_{sh} \quad (1-1)$$

忽略动能的变化, 即 $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \approx 0$ 则

$$h_{th} = \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} + h_{fric} + h_{sh} \quad (1-2)$$

式中 $\int_1^2 \frac{dp}{\gamma}$ —— 气体的静压能,

h_{fric} —— 气体的摩擦损失,

h_{sh} —— 气体的冲击损失。

分析式 (1-2) 中的各项与进口容积流量 Q_j 的函数关系, 就能够定性确定 p_0 (或 ε) = $f(Q_j)$ 曲线的形状。

对于1kg气体所获得的能量, 按欧拉方程可表达为:

$$h_{th} = \frac{1}{g} (c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1) \quad (1-3)$$

当叶轮进口无预旋绕时, 即 $c_{1u} = 0$, 则

$$h_{th} = \frac{1}{g} c_{2u} u_2 \quad (1-4)$$

由图1-1叶轮出口速度三角形可知

$$\cot \beta_{2A} = \frac{u_2 - c_{2u}}{c_{2r}}$$

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \cot \beta_{2A}$$

(1) 不考虑轴向涡流和气体粘性流动对 h_{01} 的影响

$$\begin{aligned} h_{1A} &= \frac{1}{g} u_2 (u_2 - c_{2r} \cot \beta_{2A}) \\ &= \frac{u_2^2}{g} \left(1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \cot \beta_{2A} \right) \end{aligned} \quad (1-5)$$

对某一台离心压缩机来说, u_2 、 β_{2A} 皆为某一定值, 因此, h_{1A} 仅随 c_{2r}/u_2 的变化而变化, 而流量系数 c_{2r}/u_2 与进口容积流量 Q_1 近似成比例变化, 故

$$h_{ih} = c_1 - c_2 Q_i \quad (1-6)$$

由式 (1-6) 可知: h_{ik} 与 Q_i 的函数关系是一条截距为 c_1 、斜率 c_2 的直线, 如图 1-2 中的直线 1。

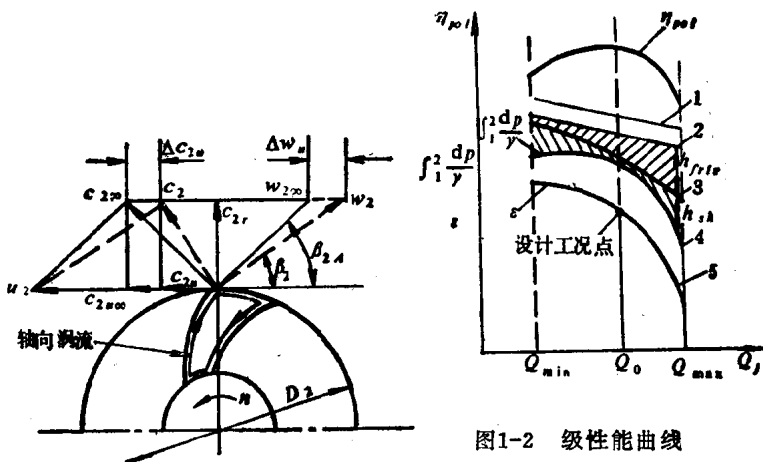


图1-2 级性能曲线

1—不考虑轴向涡流和气体粘性流动的影响 2—考虑轴向涡流和气体粘性流动的影响 3—考虑流道中气体摩擦损失时 4—考虑流道中气体冲击损失和分离损失时 5—压比与流量的关系曲线

图1-1 叶轮出口速度三角形

(2) 考虑轴向涡流和气体粘性流动的影响 轴向旋涡流动是由于气体本身具有惯性，而气体的粘性又很小，叶轮在旋转时气体只能跟叶轮作平面运动，而不能跟着叶轮一起旋转，相对于叶轮来说，气流在叶轮里就会出现一个与叶轮旋转方向相反的轴向旋转（见图1-1）。

在计算轴向旋涡速度时，认为轴向旋涡转速等于叶轮转速，旋涡直径等于叶片流道出口有效宽度。故这时叶轮出口轴向涡流的平均速度 Δw_u 为

$$\begin{aligned}\Delta w_u &= \frac{\pi n}{60} \left(\pi D_2 \sin \beta_{2A} \frac{1}{Z} \right) \\ &= \frac{u_2 \pi}{Z} \sin \beta_{2A}\end{aligned}$$

由图1-1可知

$$\Delta c_{2u} = \Delta w_u = \frac{u_2 \pi}{Z} \sin \beta_{2A}$$

$$c_{2u} = c_{2u\infty} - \Delta c_{2u}$$

$$c_{2u\infty} = u_2 - c_{2r} \cot \beta_{2A}$$

所以
$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \cot \beta_{2A} - \frac{\pi u_2}{Z} \sin \beta_{2A}$$

$$\frac{c_{2u}}{u_2} = 1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \cot \beta_{2A} - \frac{\pi}{Z} \sin \beta_{2A}$$

$$= K_2 - \frac{c_{2r}}{u_2} \cot \beta_{2A}$$

$$K_2 = 1 - \frac{\pi}{Z} \sin \beta_{2A}$$

$$h_{1h} = \frac{1}{g} c_{2u} u_2 = \frac{u_2}{g} \left(K_2 - \frac{c_{2r}}{u_2} \cot \beta_{2A} \right) \quad (1-7)$$

式 (1-7) 中 $K_z = 1 - \frac{\pi}{Z} \sin \beta_{zA}$ 为小于 1 的数值, 故考

虑轴向涡流和气体粘性的影响, 而使用式 (1-6) 计算所得到的 h_{ia} 减小某一数值, 如图 1-2 中的直线 2 所示。

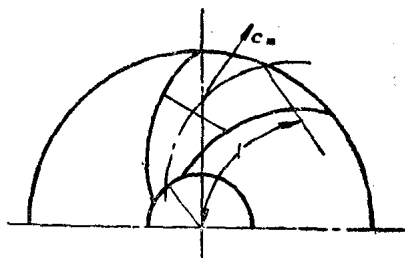


图 1-3 式 (1-8) 的注解图

离心压缩机流道中的气体流动摩擦损失 $h_{f,ric}$ (参见图 1-3)

$$h_{f,ric} = \lambda \frac{l}{d_{hm}} \frac{c_m^2}{2g} \quad (1-8)$$

式中 λ ——摩擦系数;

l ——流道中间流线长度;

c_m ——气体流过流道的平均速度;

d_{hm} ——平均水力直径, d_{hm} 等于容器截面积与湿边之比。

而 c_m 近似与 Q_j 成比例, 对某一台离心压缩机来说, λ 、 l 和 d_{hm} 为常数, 故

$$h_{f,ric} \approx K_1 Q_j^2 \quad (1-9)$$

式中 K_1 ——常数。

由式 (1-9) 可知: 流动摩擦损失 $h_{f,ric}$ 与容积流量 Q_j 之间的函数关系为一条二次抛物线 (见图 1-4)。图 1-2 中的曲线 3 为减去这部分损失的曲线。

离心压缩机在设计工况点工作时, 气流方向与流道的叶片方向基本一致, 这时冲击损失和分离损失最小。当气体流

量大于或者小于设计工况点的流量时, 冲击损失和分离损失皆增加。

当 $Q_j < Q_0$ (Q_0 为设计工况点的流量) 时, 在叶轮流道的非工作面出口处出现边界层分离, 分离区向叶轮出口逐渐扩大 (见图1-5 a)。

当 $Q_j > Q_0$ 时, 在叶轮流道非工作面出口处出现边界层分离和在叶轮流道工作面出现边界层分离 (见图1-5 b)。



图1-4 气体的摩擦损失与流量的关系



图1-5 流道中的边界层分离情况

a) $i > 0$ b) $i < 0$

当 $Q_j < Q_0$ (即冲角 $i > 0$) 时, 气流进入叶轮的径向速度 $c_{1r} < c_{1r0}$ (见图1-6)。

$$c_{1r} = \frac{Q_j}{Q_0} c_{1r0}$$

这时, 将进口相对速度 w_1 分解为两个分速度: 分速度

w'_i , 沿着 w_{i0} 方向; 分速度 $w_{i\pi h}$, 沿着叶轮内径的切线方向, 与叶片发生冲击作用。

$w_{i\pi h}$ 称之为冲击速度。

由图 1-6 中的速度三角形相似, 可知

$$\frac{w_{i\pi h}}{u_i} = \frac{c_{1r0} - c_{1r}}{c_{1r0}}$$

$$w_{i\pi h} = u_i \left(1 - \frac{c_{1r}}{c_{1r0}} \right)$$

叶轮的冲击损失 $h_{\pi h}$

为

$$h_{\pi h} = \xi_{\pi h} \frac{w_{i\pi h}^2}{2g}$$

$$= \xi_{\pi h} \frac{u_i^2}{2g} \left(1 - \frac{c_{1r}}{c_{1r0}} \right)^2$$

$$= \xi_{\pi h} \frac{u_i^2}{2g} \left(1 - \frac{\varphi_{1r}}{\varphi_{1r0}} \right)^2$$

当 $Q_j > Q_0$ 时, 由速度三角形相似 (见图 1-6 中虚线速度三角形), 可得

$$\frac{w_{i\pi h}}{u_i} = \frac{c_{1r} - c_{1r0}}{c_{1r0}}$$

叶轮的冲击损失 $h_{\pi h}$ 为

$$h_{\pi h} = \xi_{\pi h} \frac{u_i^2}{2g} \left(\frac{\varphi_{1r}}{\varphi_{1r0}} - 1 \right)^2$$

根据资料介绍: 当 $Q_j < Q_0$ (即 $\varphi_{1r} < \varphi_{1r0}$) 时的冲击损失系数 ξ 要比 $Q_j > Q_0$ (即 $\varphi_{1r} > \varphi_{1r0}$) 时大 10~15 倍。目前从理论上尚不能精确计算冲击损失系数 $\xi_{\pi h}$, 由于雷诺数的影响和

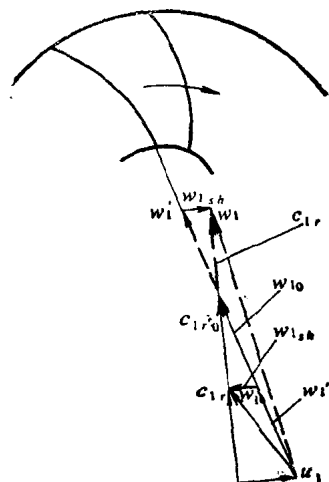


图1-6 叶轮进口气流的冲击