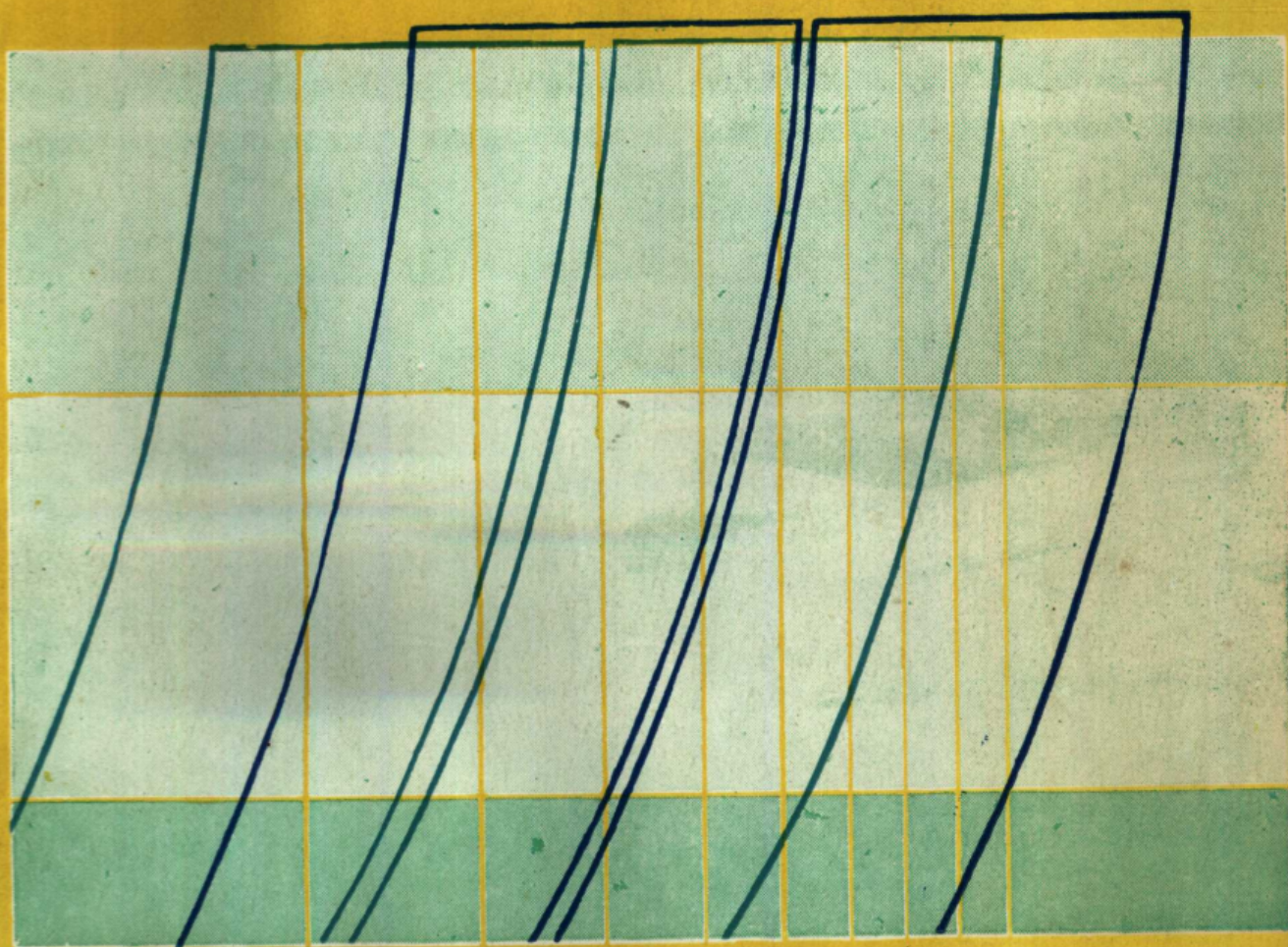


涡轮增压器的 系列化设计、计算 和性能试验

邹滋祥 汪庆桓 编著



国防工业出版社

0



ISBN 7-118-00284-4/U·28

科技新书目213-047 定价12.00元

涡轮增压器的系列化设计、 计算和性能试验

邹滋祥 汪庆桓 等著

国防工业出版社

(京)新登字106号

内 容 简 介

我国船用涡轮增压器产品的系列型谱已于一九八〇年正式颁布。本书就是在总结我国增压器系列产品研制工作经验的基础上,经过理论化、系统化编写而成。

本书第一章介绍与叶轮机械有关的气动热力学方程和三元流理论在这方面的具体应用。

第二章介绍增压器系列型谱的设计、设计的特点和要求、型号的分档、流量范围的确定以及估算实例,其间较详细地介绍了国内外增压器的有关参数的选用情况。

第三章及第六章分别对离心压气机与轴流涡轮系列化设计的原理和方法作了专章专题介绍。

以上四章着重阐明两个气动元件的内部流动规律,是系列化设计的理论基础。

第四、七两章列举了两气动元件的设计实例。

第五、八两章介绍压气机和涡轮的性能试验,其中包括试验内容、方法、测试手段、数据整理及结果分析方法等,同时提供了系列产品的部分试验结果。

本书可供涡轮增压器研制、使用部门的技术人员使用,也可供大专院校有关专业师生参考。对于从事产品系列化工作的其它专业人员也有所裨益。

涡轮增压器的系列化设计、

计算和性能试验

郑激祥 汪庆恒 等著

责任编辑 方 商

国防工业出版社出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路23号)

(邮政编码 100044)

新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

787×1092 1/16 印张18¹/₂ 430千字

1991年11月第一版 1991年11月第一次印刷 印数:001—400册

ISBN 7-138-00284-4/4·28 定价:12.00元

序 言

众所周知,柴油机在当前国内、外的舰船动力装置中之所以仍占有统治地位,其原因除柴油机本身的一些特点所决定外,主要是由于增压技术的发展和在柴油机上迅速得到应用所致。由于增压方法是提高柴油机功率、改善其经济性的一项有效技术措施,因此,世界各国都非常重视增压技术的研究,工业发达的国家都建立了该国自己的涡轮增压器系列,如瑞士的 VTR; 英国的 Nopior; 日本的 MET; 美国的 ELLIOTT; 法国的 HS; 西德的 MAN; 苏联的 TK; 捷克的 PDH 等。

为了适应四化建设的需要,在七十年代后期,我国涡轮增压器的研制和生产开始由单机单配、分散生产的方式逐步走上了系列化设计和专业化生产的道路。CZ355 型涡轮增压器就是按照这个方法进行设计、研制和投入生产使用的母型机。该机在设计前,系列化小组进行了广泛的调查研究,深入学习和分析了国内外有关技术资料,根据当前的配机需要和发展的要求,提出了系列型谱(草案),然后对系列中一档母型机——CZ355 型涡轮增压器进行论证和方案设计。设计时不但总结了国内有益的经验,吸取了近代科学技术的新成就,而且也借鉴了国外先进的技术,参考了某些产品的成熟结构,尤其在对产品性能和标准化程度起决定性作用的两个主要通流元件——离心压气机和轴流涡轮的设计上做到了精心设计。在气动性能计算方面,曾根据气动力学的基本原理和叶轮机机械三元流理论,应用电子计算机,通过大量的方案对比和设计计算,选出各参数的最佳匹配。

CZ355 型涡轮增压器的设计是建立在先进的科学理论基础之上,与过去单机单配的增压器设计、只追求某一设计点的效率相比,具有适应范围广,变工况性能好,便于组织批生产和便于在使用中维修等优点。

涡轮增压器系列化设计,经过元件试验、母型机制造、平台试验、配机试验等各个阶段的考核,证明系列型谱的编制和母型机的技术设计是合理的,结构工艺性是良好的,生产是方便的,产品性能指标达到了国内、外同期、同类型产品的先进水平,且有其独到之处,能满足各型中、低速柴油机的配机需要。现试制产品已胜利地通过各项鉴定,正式投入生产和交付使用,并得到用户的好评,因而荣获了国务院有关部门颁发的产品科研成果奖,计有中国科学研究院科技成果一等奖,国防工办重大技术改进成果二等奖以及国家科学技术进步二等奖。

在研制过程中参加系列化工作组的单位有四川江津增压器厂、沪东造船厂、新中动力机厂、红卫机械厂、上海交通大学、中国科学院工程热物理研究所、七一一研究所及六〇三研究所等,这些单位的有关人员做了大量的工作。四川江津增压器厂承担元件及母型机制造和整机平台试验;中国科学院工程热物理研究所承担两个主要通流元件的设计和研究,并与江津增压器厂协作,完成了两个元件的性能试验;配机试验是分别在沪东造船厂的 43/82B 型低速柴油机和风雷机械厂的 6E390L 型中速柴油机上进行的。在各有关单位的大力协同下,本系列产品的设计、试制和试验研究工作取得了满意的结果。

实践证明，由我们自行探索的涡轮增压器系列化设计的原理和方法是合理的，同时也为我国增压器系列化的工作闯出一条自己的道路。但这仅是开始，我们还必须注意在实践中不断总结经验，认真学习和吸取国外的先进技术，改进和提高我们的产品性能，加速发展我国的增压技术。

本书就是通过总结上述各个阶段极其有益的经验的基础上加以理论化和系统化编写而成。

本书所引用的计算数据，均来自系列化设计中电子计算机的计算结果。为了保证这些数据的精确性，经与出版社总编研究，我们认为仍保留当时所使用的单位制，譬如将1kg重量仍作为1kg重力计算，将原来的数据提供给读者更加实用，但请读者在应用中加以注意。

本书在编写过程中得到了原六机部六〇三研究所陈创声总工程师和栾芙蓉、孙英等同志的大力支持和热情帮助，特此表示衷心的感谢。

全书承上海交通大学 210 教研组帮助审阅全稿。

刘运安同志（本书的作者之一）负责本书的组织编写工作和统稿、校阅以及全书文字加工、技术校对等大量技术工作。

由于时间仓猝和作者水平所限，一定存在不少缺点和错误，希广大读者批评指正。

作 者

目 录

符号说明	1
第一章 热力学, 气体动力学基本方程及压气机与涡轮的热力过程	3
§ 1.1 热力学, 气体动力学基本方程	3
§ 1.2 热力过程, 效率	6
参考文献	10
第二章 涡轮增压器的系列型谱设计	11
§ 2.1 系列化设计的指导思想	11
§ 2.2 系列中型号的分档	12
§ 2.3 各档型号流量范围的确定	15
§ 2.4 关于增压比的分档	22
§ 2.5 关于涡轮与压气机的匹配	22
§ 2.6 涡轮增压器系列的应用范围	24
§ 2.7 流量范围估算实例与系列型谱	25
参考文献	27
第三章 离心压气机的气动设计原理与方法	28
§ 3.1 系列化设计的基本原理	28
§ 3.2 损失分析、选择最佳速度分布与主要结构参数的准则	35
参考文献	39
第四章 系列化离心压气机设计实例	40
§ 4.1 设计任务, 指导思想	40
§ 4.2 分档方案及设计点的选取	40
§ 4.3 热力计算	43
§ 4.4 气动计算	74
§ 4.5 强度计算	91
§ 4.6 附录	101
参考文献	107
第五章 离心压气机的性能试验	108
§ 5.1 概述	108
§ 5.2 试验目的与主要方法	108
§ 5.3 试验设备的各系统	111
§ 5.4 测量数据的整理	119
§ 5.5 系列化离心压气机的试验结果	129
参考文献	133
第六章 系列化涡轮增压器轴流涡轮的设计原理与计算方法	134
§ 6.1 系列化涡轮设计的特点与要求	134
§ 6.2 系列化涡轮设计的基本原理	138

§ 6.3	涡轮的损失类型及其计算方法	150
§ 6.4	涡轮级的概要与工作原理	160
§ 6.5	涡轮级的气动热力计算方法	163
§ 6.6	涡轮级的一元变工况计算方法	173
§ 6.7	涡轮的气动热力学计算	188
§ 6.8	涡轮叶片的造型方法	199
参考文献		209
第七章	系列化涡轮的设计计算示例——CZ355系列化涡轮的设计	210
§ 7.1	CZ355 系列涡轮的轮径与原始最大叶高的选择	210
§ 7.2	CZ355 涡轮叶片的分档与设计状态下热力参数的确定	213
§ 7.3	子午面气动计算——叶片扭曲规律的选择	218
§ 7.4	叶栅设计与叶片造型	230
§ 7.5	涡轮动叶片的强度计算	238
§ 7.6	涡轮叶片的振动计算	250
参考文献		268
第八章	系列化涡轮级元件的气动性能试验	269
§ 8.1	气源条件与试验设备	269
§ 8.2	14000/500型高速水力测功器	275
§ 8.3	试验方法与数据整理	284
§ 8.4	试验结果与分析比较	286
参考文献		290

符 号 说 明

A	功热当量; 脉冲修正系数; 常数;
B	叶栅的轴向宽度;
C	压气机;
D	直径;
E	材料的扬氏模数; 电动势; 动能;
F, f	截面积;
G	重量流量;
J	热功当量;
H	绝对总焓; 能量头; 作功量;
I	相对转子焓; 惯性矩;
K	绝热指数; 常数; 系数;
L	叶片高度; 线性长度; 作功 量; 导风轮和工作轮轴向 宽度;
M	力矩;
M	马赫数;
N	功率; 转速;
P	压力;
Q	热通量;
R	气体常数; 半径; 叶栅反 应度;
Re	雷诺数;
S	子午面准法线方向;
T	绝对温度; 涡轮;
V	容积流量; 体积;
a	音速;
b	叶型的弦长; 压气机叶轮叶 片的高度;
c	比热; 绝对流速;
c_p	定压比热;
c_v	定容比热;
g	重力加速度;

h	焓; 叶高;
i	进气攻角; 静焓;
n	转速;
n_k	比转速;
p	压强;
r	半径;
s	熵; 叶片出气边厚度; 距离;
t	栅距; 静温;
u	圆周速度;
v	比容; 绝对速度;
w	相对速度;
z	叶片数;

希 文

ω	每秒钟转速;
η	效率;
η_k	压气机叶轮效率;
η_s	等熵效率;
η_p	多变效率;
η_h	水力效率;
η_m	机械效率;
η_{c2}	增压器总效率;
η_l	增压器涡轮水腔冷却损失 系数;
η_v	增压器内部漏泄损失系数;
ψ_{ad}	绝热压头系数;
α	绝对气流角;
β	相对气流角;
π	圆周率; 增压比或膨胀比;
δ	落后角;
β_v	安装角;
ρ	密度; 运动反应度;
ξ	损失系数;
θ	导风轮叶片张角; 角度;
ε	折转角;

ψ	动叶速度系数;
φ	导叶速度系数;
λ	速度比, $\lambda = \frac{w}{a_0}$;
δ	} 间隙;
Δ	
∇	微分算子;
γ	比重;
ν	运动粘性系数;
μ	动力粘性系数。

上角注

*	滞止值;
"—"	比值, 表示流面微分;

下角注

a	大气状态; 轴心;
ax	轴向;
ad	绝热状态;
C	压气机;
c	根部; 表示绝对坐标;
cr	临界状态;
C, N	表示导叶;
L, R	表示动叶;
m	子午流线方向; 中部;
$mean$	平均值;
max	最大;

min	最小;
n	法向;
o	进口状态;
p	定压; 叶栅压力面;
s	等熵; 叶栅吸力面;
sec	二次流;
t	顶部;
T	涡轮;
tot	总值;
u, θ	切向或圆周分量;
v	定容;
w	表示相对坐标;
x	} 直角坐标系坐标;
y	
z	
r	} 圆柱坐标系坐标。
z	
θ	
0	涡轮进口状态; 导风轮根部;
1	涡轮导叶出口; 导风轮顶部;
2	涡轮动叶出口; 压气机叶轮 外径;
3	压气机有叶扩压器进口;
4	压气机有叶扩压器出口。

注: 其它符号在书中相应部分都有说明。

第一章 热力学, 气体动力学基本方程及压气机与涡轮的热力过程

§ 1.1 热力学, 气体动力学基本方程

为了分析压气机和涡轮的内部流动过程, 必须应用热力学与气体动力学基本定律。它们的数学表达式称为热力学与气体动力学基本方程。空气和燃气的流动是可压缩性介质的流动, 分析这种流动需要直接或间接地从支配流动的四个基本定律出发^{〔1.1〕〔1.2〕}。这四个定律是质量守恒定律, 牛顿第二定律、热力学第一定律, 热力学第二定律。分析中还必须引入与工质属性有关的辅助定律即状态方程以及某些特定的概念和定义, 如效率、功率系数、反动度等。

上述四个基本定律最原始的形式都是针对某个质点或者针对包含着若干个确定不变的质点的微团而言的, 可以称这样的质点或微团为封闭体系。封闭体系的特征是:

体系的边界随着流体一起运动;

没有流体进入或跑出流体的边界;

在体系的边界上受到体系以外的物体加在体系上的力;

当这个体系和外界有功和热量交换时, 功与热量可以进入或跑出体系的边界。

借助于封闭体系及上述基本定律在封闭体系中的表达式来分析连续介质的流动问题, 虽然是可行的, 但存在着数学上的实际困难。因为必须采用拉格朗日描写运动的方法, 同时, 在任何有限长的时间内, 由于流体有极大的可动性, 从而很难确定封闭体系的边界, 特别是在诸如压气机与涡轮的这类流道中进行着的是复杂的流动过程。

不同的流体微团经历着不同的路径和参数的变化。为了避免分析中的困难, 对于这种流动问题总是采用欧拉法处理, 即把注意力放在各瞬间流体流过所取坐标系统的各确定位置上所具有的参数值如压强、速度、密度等。为此, 采用了所谓开口体系。开口体系就是在空间规定一个形状和位置均不随时间而变化的封闭表面。这个表面就是开口体系的控制面。控制面内的容积称为控制容积。占据这个控制容积的流体质点是随时间而改变的。开口体系的特征是:

体系的边界固定在坐标系统中, 永不移位;

有流体质量跑进和跑出体系的边界;

在边界上受到体系以外物体作用于体系的力;

有热和功跑进或跑出体系的边界。

为了实用上的方便, 控制体的选择可以是很灵活的, 有时考虑无限小的控制体就能得到有用的结果, 而有时需要考虑有限尺寸的控制体, 控制体的表面可选择在流体内部, 也可以选为固体壁面。控制面选择得好, 很容易得到所需的结果。

下面的分析主要是采用开口体系。为此, 需要把上述四个基本定律写成为开口体系的表达式。首先给出在稳定、一元假定下的简化形式, 因为这种简化式可以很方便地用

于分析压气机与涡轮的平均流动, 在很多情况下能够反映出气体流动的物理本质。目前, 在压气机和涡轮的热力分析计算中, 主要就是应用这些一元流简化下的基本方程^[1,8]。

1.1.1 连续方程

质量守恒定律在开口体系上的表达式

$$\rho c F = \text{常数} \quad (1.1)$$

$$\text{或 } \rho_1 c_1 F_1 = \rho_2 c_2 F_2 \quad (1.2)$$

上式说明, 在稳定、一定流动假定下进入和流出控制面的流体质量相等。

1.1.2 动量矩方程(或欧拉功方程)

动量矩方程是牛顿第二定律的一种表达形式, 它特别适用于叶轮机械中对流动的分析。因为此时, 力矩(或扭矩)比力本身更为重要。其计算式可用如下公式表示:

$$M_t = \frac{r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}}{g} \quad (1.3)$$

它表明作用于体系的外力矩之和 M_t 等于进、出口动量矩的变化率。实际加于叶轮轴的力矩应比 M 大一个相当于轮盘摩擦力矩的数值 M_f 。

对于离心压气机

$r_2 c_{u2} > r_1 c_{u1} \Rightarrow M > 0$, 说明外界向体系输入功, 工质通过控制体后动量矩增大。

对于涡轮

$r_2 c_{u2} < r_1 c_{u1} \Rightarrow M < 0$, 说明体系向外界输出功, 工质通过控制体后动量矩减小。

方程(1.3)可表达为功率的形式,

$$L_t = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g} \quad (1.4)$$

若计入摩擦损失, 则为

$$L_R = L_t + L_f = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g} + M_f \cdot \omega \quad (1.5)$$

方程(1.4)表示了开口体系与外界的功量交换, 一般称为欧拉功方程。

1.1.3 热力学第一定律(能量方程)

根据上面所述体系可推得,

$$Q = L + h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2gJ} + \frac{(z_2 - z_1)}{J} \quad (1.6)$$

在气体流动的情况下, 一般将 $(z_2 - z_1)/J$ 一项忽略。上式表明, 外界对体系单位质量气体加入的热量等于单位质量气体对外界的作功率与气体焓升及动能增量之和。

定义

$$h_0^* = h + \frac{c^2}{2gJ} = c_p T_0^*$$

得

$$Q = L + h_2^* - h_1^* \quad (1.7)$$

又因叶轮机械中由于气体流动很快, 工质通过控制体时往往来不及与外界进行充分的热交换, Q 一般较小, 过程近似为绝热。此时可得

$$L = h_1^* - h_2^* \quad (1.8)$$

对压气机而言, 外界对气体做功, L 为负值。

此时 $h_2^* > h_1^*$ 表示气体总焓增加。

对涡轮而言, 气体向外界做功, L 为正值。

此时 $h_1^* > h_2^*$, 表示气体总焓减小。

1.1.4 热力学第二定律——熵

正如热力学第一定律引入了流体的一个重要属性“内能”一样, 热力学第二定律引入了另一个重要属性(或状态参数)——熵。

熵的定义
$$ds = \left(\frac{\delta q}{T} \right)_{\text{可逆}} \quad (1.9)$$

它表明当一个封闭体系经历一个微小可逆过程时如从 I 到 II, 积分量 $\int_I^{II} \left(\frac{\delta q}{T} \right)_{\text{可逆}}$ 与过程的路径无关。所以 $\left(\frac{\delta q}{T} \right)_{\text{可逆}}$ 这个量必定是某个流体状态参数的全微分。这个状态参数就定义为熵 s 。

当不存在电磁力、毛细力等作用时, 熵与其它状态参数有如下关系:

$$ds = \frac{du + p dv}{T} \quad (1.10)$$

这是适用于任何过程(可逆与不可逆)的熵的计算公式。将内能 $u = c_v dT$ 代入, 再应用状态方程, 积分后可得任何过程起、终点间熵的变化表达式:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (1.11)$$

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{p_2}{p_1} + c_p \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (1.12)$$

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (1.13)$$

热力学第二定律在开口体系中的表达式

$$s_2 - s_1 \geq \int_{c.s} \frac{dq}{T} \quad (1.14)$$

其中 $—dq$ 为通过控制表面的单位质量气体与外界的热交换;

T 为控制面上该微元控制面处的绝对温度。

对绝热过程, $dq = 0$, 得 $s_2 \geq s_1$ (1.15)

只有等熵过程 $s_2 = s_1$ (1.16)

1.1.5 热力学其它有关的公式

(1) 理想与半理想气体状态方程

$$pv = RT \quad (1.17)$$

(2) 定容与定压比热

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v, \quad c_p = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_p \quad (1.18)$$

对理想气体 c_v 、 c_p 为常值;

对半理想气体 c_v 、 c_p 为温度函数, 可查气动函数表。

而对理想气体又有如下关系式:

$$\text{比热比} \quad K = c_p / c_v \quad (1.19)$$

$$c_p - c_v = R/J \quad (1.20)$$

$$c_p = \frac{K}{K-1} R/J \quad (1.21)$$

在涡轮增压器工作范围内, 压气机与涡轮的工质均可近似地视为理想气体的流动。

(3) 等熵过程关系

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right) = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^K = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (1.22)$$

(4) 可压缩流体方程

$$\text{马赫数} \quad M = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{K g R T}} \quad (1.23)$$

$$\text{总温} \quad T^* = T + \frac{c^2}{2 g c_p J} \quad (1.24)$$

$$\text{总、静温比} \quad \frac{T^*}{T} = 1 + \frac{K-1}{2} M^2 \quad (1.25)$$

上述诸基本定律及有关公式是分析涡轮增压器压气机与涡轮内部流动最基本的关系式。

§ 1.2 热力过程, 效率

1.2.1 离心压气机

1. 工作过程简述

单级离心压气机简图如图 1.1 所示, 它由进气道、叶轮 (由导风轮、工作轮两部分衔接而成, 总称叶轮)、无叶段、叶片扩压器及蜗壳组成。各元件中主要气流参数 (T^* , T , p , c) 的变化见图 1.1。空气是自进口截面 0-0 进入压气机进气道。为保证在叶轮进口获得均匀气流, 进气通常做成收敛形。气流呈加速流动。叶轮是压气机的主要工作元件, 它是具有叶片的工作轮。为了加工方便, 增压器中所用叶轮一般由导风轮与工

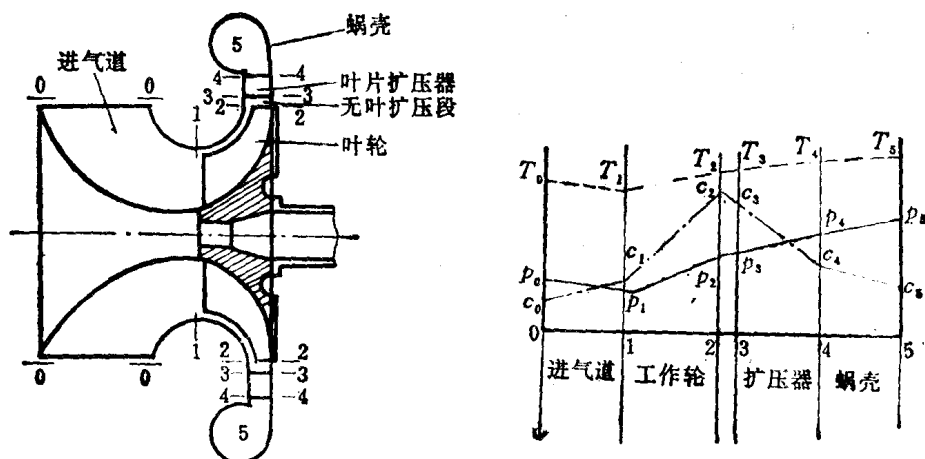


图1.1 单级离心压气机简图及主要参数沿流通的变化趋势

作轮两部组成。导风轮因形状复杂一般用精密铸造成型,工作轮是带有径向直叶片的机件,可以铣制。工作轮绕轴旋转。气流在叶轮通道内流过时,叶轮将外界轴功传给气流,增加了气流能量。由式(1.6)得知,气流总焓值增加,流过叶轮的气流既提高了静压,又增加了动能,导致绝对速度增大。气流进入无叶扩压段之后,开始减速扩压流动。在无叶扩压段和有叶扩压器中,通过扩压流动把气体在叶轮中增加的动能转变成静压升高,气流最后进入蜗壳。一般而言,蜗壳内仍呈现一定的扩压流动,使蜗壳出口截面的气流速度(或 M 数)降低到所要求的数值。这样,外界的输出轴功就绝大部分地转变成气流静压的升高。由于压气机中外界输入的轴功是通过唯一的元件——叶轮进行的,故气流的总焓值(相应的总温)由式(1.4)得知,只在叶轮中有增加,而在其它各元件中均为常值。

2. 压缩过程在 $T-s$ 图上的表示及压气机的效率

利用 $T-s$ 图可以形象地表示出压缩与膨胀过程的许多特征^[1,4]。在压气机流道的某一段上,甚至是某一个元件中,气体状态的变化都可以足够准确地用一个多变过程来描述。它对应于一个多变指数 n ,对不同的元件,多变过程的指数 n 是不同的,它表示了各元件与等熵过程偏离程度的差异。但在许多情况下,为了能整体地研究压气机的工作过程,就利用某个平均多变指数 N 来代表整个压气机内的平均多变过程。

图1.2中, a 点是压气机进口的气体状态,对于绝热、无摩擦的等熵过程($q_n=0, L_r=0$),以过程线 $0-5_s$ 表示($s=\text{常值}$),这是无损失时的理想过程,此时, $K=1.4$ 。但实际上气流的流动总伴随着损失($L_r \neq 0$),气体实际上是沿 $a-5$ 过程线变化(达到理想过程相同的压力 p_5), 5 是压气机出口状态。 $a-5$ 线是压气机的平均多变过程线。($s_5 > s_a$)它对应于 $n > K=1.4$ 。可以看出 $a-5$ 线斜率越大,则表示偏离理想过程越远,熵增(s_5-s_a)越大,对应的 n 值也越高。

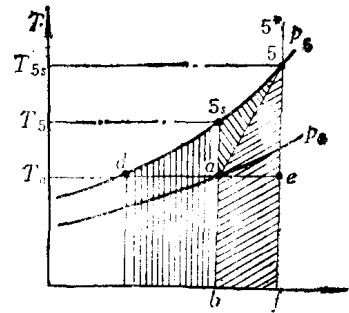


图1.2 压气机热力过程 $T-s$ 图

根据热力学概念可以证明:

面积 $d5_bcd$ 是以热量单位表示的绝热压缩功。

面积 d 与 $fc d$ 是以热量单位表示的气体热焓的增加。

面积 $a5fba$ 是以热量单位表示的气体在多变过程中获得的热量,这个热量包括外界转入的热量及气流本身摩擦损失转换成的热量,在绝热流动假定下,外界传入的热量为0, $Q_n=0$ 。此时,面积 $a5fba$ 代表了与流动阻力功相当的值。

面积 $a5_s5a$ 是以热量单位表示的热阻力功的值。它表示在多变过程中把气流压缩到与等熵过程同样的压力时,应该多做的压缩功,这部分功与流动阻力功不同,但又是流动阻力功所造成的结果,因为流动阻力功转变为热能,它的附带作用是对气体进行补充加热。因此,在实际多变压缩过程中,在任一中间压力时的温度比绝热压缩至同一压力的温度为高,这就使得从这一中间压力即使绝热地压缩到最终压力,这后一段的绝热压缩功也比整个是绝热压缩时这一段相应的绝热压缩功有所增大,因为绝热压缩功是与初温成正比的。

面积 $d5abcd$ 是以热量单位表示的多变压缩功。它比绝热压缩功多一热阻力功面积 $a5,5a$ 。

$T-s$ 图中所示可以完全类似地表示在 $h-s$ 图上。

3. 效率

等熵效率用滞止参数表示在设计计算中最为方便, 其表达式为

$$\eta_s = \frac{\text{等熵压缩功}}{\text{实际输入有效功}} \quad (1.26)$$

$$\text{对理想气体} \quad \eta_s^* = \left[\left(\frac{p_5^*}{p_a^*} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] / \left(\frac{T_5^*}{T_a^*} - 1 \right) \quad (1.27)$$

多变效率

另一个效率概念即多变效率或微元级效率, 它是当压力升高趋于零时等熵效率的极限值, 对理想气体由方程 (1.27) 得

$$\eta_p^* = \frac{\left[\left(1 + \frac{dp^*}{p^*} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]}{\frac{dT^*}{T^*}} \quad (1.28)$$

$$\begin{aligned} \therefore \quad \left(1 + \frac{dp^*}{p^*} \right)^{\frac{K-1}{K}} &\approx 1 + \frac{K-1}{K} \frac{dp^*}{p^*} \\ \eta_p^* &= \frac{\frac{K-1}{K} \cdot \frac{dp^*}{p^*}}{\frac{dT^*}{T^*}}, \ln T^* = \ln p^* \cdot \left(\frac{K-1}{K\eta_p^*} \right) \end{aligned}$$

$$T^* = p^* \cdot \frac{K-1}{K\eta_p^*}$$

$$\therefore \quad \frac{T_5^*}{T^*} = \left(\frac{p_5^*}{p^*} \right)^{\frac{K-1}{K\eta_p^*}} \quad (1.29)$$

等熵效率与多变效率的关系 由 (1.28), (1.29) 得

$$\eta_s^* = \left[\left(\frac{p_5^*}{p_a^*} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] / \left[\left(\frac{p_5^*}{p^*} \right)^{\frac{K-1}{\eta_p^* K}} - 1 \right] \quad (1.30)$$

1.2.2 单级轴流涡轮

1. 工作过程简述

单级轴流涡轮简图如图 1.3 所示。它由进气道, 导向叶片环, 动叶轮、排气涡壳组成。各元件内气流参数 (T^* 、 T 、 p 、 c) 的变化如图 1.3 所示。气流自进口 $z-z$ 截面经过进气道首先进入导向叶片环, 导向叶片环构成了收敛形通道。在这一段内气体的流动伴随着压力的下降 ($p_1 < p_2$) 相应地提高了速度 ($c_1 > c_2$), 同时气体温度下降 ($T_1 < T_2$)。气流在导向器出口以接近导向叶片出口边的方向流向动叶轮, 经过导向器气

体的部分位能（压力能）已转变成动能，同时，由于气体的折转，就保证了气流在工作轮前以一定的速度和角度分布，满足了要求的流型（如可控涡）。流出导向器的气流所具有的绝对速度与圆周速度合成，构成了进入动叶轮的相对速度和相对气流角。动叶轮的叶片通道也是收缩形的，在动叶轮里气流继续膨胀，压力降低， $p_2 < p_1$ ，气流相对速度提高， $w_1 > w_2$ ，气体温度下降， $T_2 < T_1$ 。气流在叶片通道的折转和膨胀产生了作用在叶片背弧表面上一定的压力分布，它们的合力就构成了带动动叶轮旋转的扭矩，使气体的能量（以总焓表示）转换为机械功。故总温在此下降， $T_2^* < T_1^*$ 。动叶轮是涡轮中外界与气流进行功-能转换的唯一元件，故其它元件中 T^* 均为常值，通过动叶轮的气流其绝对速度 c_2 应大大小于进口绝对速度 c_1 以尽量减少余速损失。气流进入排气涡壳后产生拌混和一定的扩压，然后排出体外。

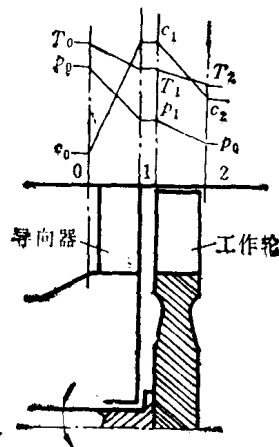


图1.3 单级轴流涡轮简图及主要参数沿流道的变化

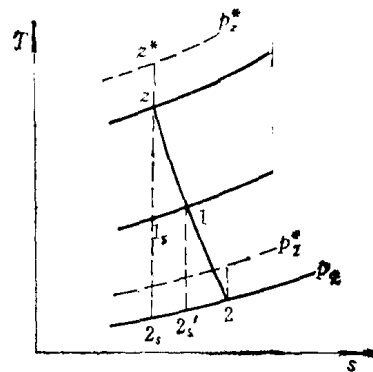


图1.4 涡轮热力过程 $T-s$ 图

z —涡轮进口处的气流状态； $z-1s$ 和 $1-2's$ —当摩擦损失为零并忽略与外界热交换时，气体在导向器和工作轮中的膨胀过程； $z-1$ 和 $1-2$ —导向器和工作轮中气体流动的实际过程。

2. 涡轮的膨胀过程在 $T-s$ 图上的表示法及涡轮效率

为全面研究涡轮的性能，也和对压气机的相似，可用不可逆平均多变膨胀过程（膨胀指数为 $N < 1.4$ ）来代表实际过程，作为比较标准的理想过程也应用等熵过程（ $Q_R = 0$ ， $L_r = 0$ ），它们在 $T-s$ 图上的表示法如图1.4所示。

为在设计计算中方便起见，下面引入了用滞止参数表示的等熵效率，

等熵效率

$$\eta_s^* = \frac{\text{实际膨胀功}}{\text{等熵膨胀功}} \quad (1.31)$$

对理想气体

$$\eta_s^* = \frac{1 - \frac{T_2^*}{T_z^*}}{1 - \left(\frac{p_2^*}{p_z^*} \right)^{\frac{K-1}{K}}} \quad (1.32)$$

多变效率 与压气机的定义相对应，涡轮多变效率是当膨胀过程的压力降小到趋于