

汽轮机装置及调节

张丁旺

上海交通大学出版社

202505

TK263

Z097

上海交通大学“九五”重点教材

汽轮机装置及调节

张丁旺

上海交通大学出版社

内 容 提 要

本书系上海交通大学“九五”重点教材之一。全书以电站汽轮机为主要对象,主要内容包括:汽轮机工作特性基础,汽轮机变工况特性,汽轮机零件强度,汽轮机调节,汽轮机主要辅助设备,发电厂热力系统及经济性分析;并结合大型汽轮机的运行特点,介绍了有关基础知识;对数字电液调节等现代技术作了较全面的论述。

本书可作为高等院校热能动力类专业的基本教材,也可供有关专业的师生和工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

汽轮机装置及调节/张丁旺. —上海:上海交通大学出版社,2002
ISBN 7-313-02806-7

I. 汽… II. 张… III. 燃汽轮机—高等学校—教材 IV. TK47

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2001)第 064027 号

汽轮机装置及调节

张丁旺

上海交通大学出版社出版发行

(上海市番禺路 877 号 邮政编码 200030)

电话:64071208 出版人:张天蔚

上海交通大学印刷厂印刷 全国新华书店经销

开本:787mm×1092mm 1/16 印张:15.5 字数:381 千字

2002 年 1 月第 1 版 2002 年 1 月第 1 次印刷

印数:1~1500

ISBN 7-313-02806-7/TK·068 定价:26.00 元

版权所有 侵权必究

前 言

为了适应教育部合并大专业的形势,许多学校对热能与动力工程专业的学生开设了“热能与动力工程基础”课程。《汽轮机装置及调节》是对基础课程汽轮机章节的补充、深入和细化,以适应学生从事火电厂设计、运行,以及汽轮机设计和制造等工作的需要。

全书共分6章,主要包括:与汽轮机设计及经济性有关的汽轮机特性基础,变工况特性,汽轮机零件强度,汽轮机的调节,主要辅助设备,发电厂热力系统及热经济性等。为了适应新形势及新教学计划的需要,本书对原电厂热能动力专业的汽轮机和发电厂教材中的内容进行了重新编排并作了大篇幅的精简,同时还补充了一些新的内容,如轴封系统、数字电液调节系统及真空泵等。

本书请上海交通大学钟芳源教授主审,西安交通大学阮金佑教授、武学素教授也对全书进行了审阅。上海交通大学邬振耀教授、由明华老师、唐静君老师等为本书的编写提供了大量帮助。在此一并表示深切的谢意。

限于作者的水平,书中的缺点和错误在所难免,敬请读者批评指正。

张丁旺

2000年10月

目 录

第 1 章 汽轮机特性基础	1
§ 1-1 叶栅特性	1
§ 1-2 级的设计原理	11
§ 1-3 长叶片级概念	25
§ 1-4 轴封及其系统	32
第 2 章 汽轮机变工况特性	39
§ 2-1 喷嘴及动叶的变工况	39
§ 2-2 级与级组的变工况	43
§ 2-3 汽轮机功率的调节方式	48
§ 2-4 工况变化对汽轮机工作的影响	59
§ 2-5 汽轮机变工况的详细核算	66
§ 2-6 初终参数变化对汽轮机工作的影响	73
§ 2-7 凝汽式汽轮机的工况图	80
§ 2-8 供热式汽轮机及其工况图	82
第 3 章 汽轮机零件强度	91
§ 3-1 叶片的静强度	91
§ 3-2 法兰、螺栓的静强度	102
§ 3-3 叶片的动强度	104
§ 3-4 转子的临界转速	124
第 4 章 汽轮机的调节	129
§ 4-1 基本概念	129
§ 4-2 典型国产调速系统简介	132
§ 4-3 调速系统静态特性	135
§ 4-4 汽轮机保护系统及主要装置	142
§ 4-5 供油系统	147
§ 4-6 中间再热机组的调节	152
§ 4-7 供热式汽轮机的调节	157
§ 4-8 数字电液调节系统	163

第 5 章 汽轮机主要辅助设备	178
§ 5-1 凝汽设备及系统	178
§ 5-2 给水回热加热设备	188
§ 5-3 给水除氧设备	195
第 6 章 发电厂热力系统及热经济性	205
§ 6-1 发电厂的辅助热力系统	205
§ 6-2 发电厂的热力系统	209
§ 6-3 凝汽式电厂的热经济性	215
§ 6-4 凝汽式电厂原则性热力系统计算	225
§ 6-5 热电厂的经济性	232

第 1 章 汽轮机特性基础

在“热能与动力工程基础”教程中,已经阐述了关于汽轮机工作的基本概念,如级的工作原理、汽轮机工作特性等。为了进一步了解影响汽轮机性能的因素,本章将重点讨论与汽轮机设计及经济性有关的一些问题。

§ 1-1 叶栅特性

分析汽轮机级的工作过程时,曾讨论了轮周效率与损失之间的关系,并着重分析了余速损失对轮周效率的影响,也提出了减小的办法。本节将重点讨论喷嘴损失和动叶损失产生的物理原因及影响因素,从而指明减小损失、提高效率的途径。

大量试验表明,叶栅中流动损失的大小取决于叶栅的几何特性和气动特性。

1-1-1 叶栅几何特性

汽轮机叶栅是由许多相同叶片以同样的间距和安装角度排列在某一几何面上而形成的栅型汽流通道。排列在环型面上的叶栅称为环型叶栅,排列在平面上的叶栅称为平面叶栅(图 1-1)。平面叶栅仅用于叶栅试验,汽轮机叶栅都是环型叶栅。喷嘴叶栅常称为静叶栅,动叶栅又称为工作叶栅。

叶片的横截面形状称为叶型,其周线称为型线。试验研究表明,良好的叶片型线应全部由光滑曲线组成,而且曲率变化率不应过大。若叶片型线沿叶高不变,则称为等截面叶片;若叶片型线沿叶高变化,则为变截面叶片。

汽轮机叶栅一般分为反动式叶栅和冲动式叶栅两类。喷嘴叶栅和反动度较大的动叶栅皆为反动式叶栅(图 1-2a),其特点是,叶栅前后有静压差,通流截面由进口到出口显著缩小,故汽流通过时除流动方向改变外还有加速;冲动级的动叶栅及复速级的导向叶栅为冲动式叶栅,其特点是,叶栅前后静压差近似相等,汽流通过时主要改变流动方向,基本上不加速。但实用中为了减少流动损失,使汽道也略有收缩(1-2b),即有一定反动度。

当汽流的马赫数 $Ma < 0.8$ 时称为亚音速叶栅, $0.8 < Ma < 1.2$ 时称为近音速(或跨音速)叶栅, $Ma > 1.2$ 时称为超音速叶栅。亚音速及近音速叶栅汽道形状皆为渐缩型,而超音速叶栅汽流通道应为缩放型,如图 1-3 所示。

表征叶栅几何特性的主要参数有叶片高度 l (喷嘴高度 l_n 及动叶高度 l_b) 及平均直径 d_m (d_n 及 d_b),如图 1-1 所示。叶栅的其他参数沿叶高方向多数都有变化,通常给出的参数皆为平均直径上的参数。这些参数有叶栅节距 t (t_n 及 t_b),叶栅宽度 B (B_n 及 B_b),叶型弦长 b 、

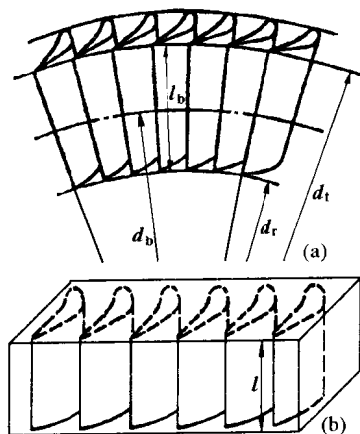


图 1-1 叶栅模型
(a) 环形叶栅; (b) 平面(直)叶栅

出口边厚度 Δ 、叶栅通道进口宽度 a 和出口宽度 a_1 和 a_2 (图 1-2)。

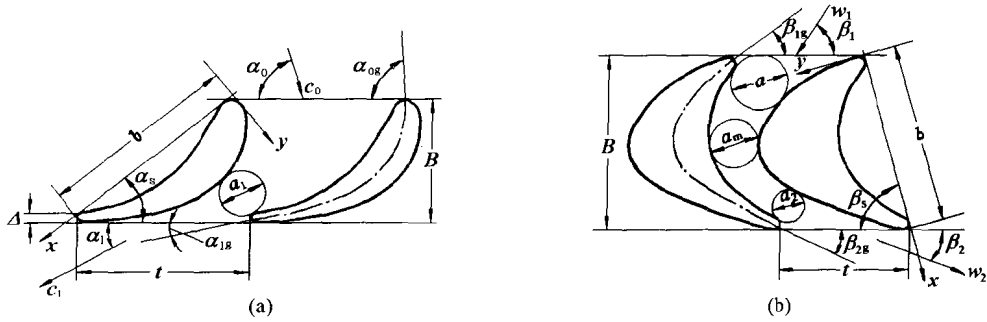


图 1-2 汽轮机叶栅参数

(a) 反动式叶栅(喷嘴及反动式动叶); (b) 冲动式叶栅(动叶)

在几何相似的叶栅汽道中, 汽流的特性相同。所谓几何相似, 是指叶栅的一些无量纲参数相等。这些参数有: 相对节距 $\bar{t} = t/b$; 相对高度 $\bar{l} = l/b$; 相对长度(径高比) $\theta = d/l$ 等等。

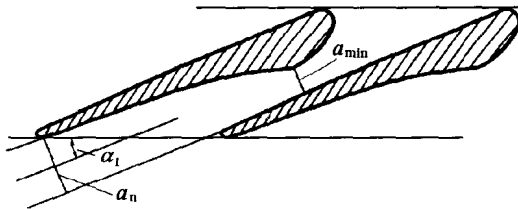


图 1-3 缩放喷嘴

叶栅的安装角用 α_s 和 β_s 表示, 它是叶栅额线与叶弦之间的夹角。对于一定的叶型来说, 安装角直接影响着叶栅进出口面积比、叶宽 B 等, 也就直接影响着出口汽流角 α_1 和 β_2 的值。

叶栅的中弧线在前缘点的切线与前额线的夹角叫做叶型的几何进口角, 用 α_{0g} 和 β_{1g} 表示。对于一定的叶型, 该值只与安装角有关而与进口汽流方向无关。叶型几何进口角与汽流进口角之差值称为冲角, 用 θ 表示。当 $\theta > 0$ 时, 说明几何进口角大于汽流进口角, 汽流冲击在叶片内弧上, 称为正冲角; 反之为负冲角。叶型几何出口角用 α_{1g} 和 β_{2g} 表示。

进行级的热力计算时, 往往需要确定喷嘴叶栅和动叶栅的尺寸。对于渐缩型通道来说, 叶栅的通流能力主要取决于出口截面的大小; 对于缩放型通道而言, 其通流能力主要取决于最小截面。通流面积与流量间的关系由连续性方程确定, 即

$$G = \frac{Ac}{v} = \text{常数} \quad (1-1)$$

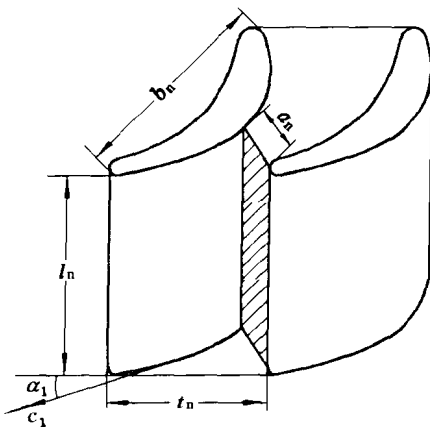


图 1-4 喷嘴通道

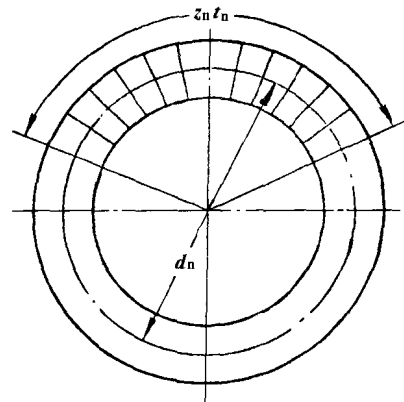


图 1-5 喷嘴在圆周上的分布

而通流面积与叶栅几何参数的关系确定如下:如图 1-4 和图 1-5 所示,喷嘴出口截面是由 Z_n 个汽道的出口面积 $a_n l_n$ 所组成,又因 $a_n = t_n \sin \alpha_1$,故喷嘴叶栅的出口总面积 A_n 为:

$$A_n = z_n t_n l_n \sin \alpha_1 \quad (1-2)$$

对于缩放喷嘴,除按上式确定出口面积外,还需确定最小面积(图 1-3):

$$A_{\min} = z_n a_{\min} l_n \quad (1-3)$$

当汽轮机的流量与蒸汽比容都比较小时(小型汽轮机的前几级及调节级),其容积流量 Gv 较小,为保证喷嘴有一定高度,喷嘴叶栅不能像动叶栅那样整圈布置,而仅布置在部分圆弧上,这种布置称为部分进汽(图 1-5)。通常用部分进汽度 e 来表示部分进汽的程度,其值等于工作喷嘴所占弧长 $z_n t_n$ 与整个圆周长 πd_n 之比,即

$$e = \frac{z_n t_n}{\pi d_n} \quad (1-4)$$

这样,式(1-2)可写成:

$$A_n = e \pi d_n l_n \sin \alpha_1 \quad (1-5)$$

对于动叶栅来讲,虽然叶片都是整圈布置的,但实际有汽流通过的工作叶栅所占弧段与本级喷嘴叶栅相同,亦即部分进汽度 e 相同,因此,

$$A_b = z_b t_b l_b \sin \beta_2 = e \pi d_b l_b \sin \beta_2 \quad (1-6)$$

1-1-2 叶栅的气动特性

汽轮机叶栅的气动特性一般是在风洞里用平面叶栅由空气吹风试验获得的。叶栅吹风试验是以二元流动为基础并考虑了三元流动的特征。经验证明,叶栅的设计计算及分析中,应用吹风试验数据能够获得满意的结果。

叶栅试验通常是在各项参数变动相当大的条件下进行的,因此所得的结果不仅反映了叶栅的设计工况特性,而且包括了它的变工况特性,从试验结果可以看到叶栅中各项损失在不同工况下的变化趋势和定量关系,这对分析级的变工况工作特性是有帮助的。

一般表征平面叶栅气体动力特性的参数主要有:压力分布曲线、能量损失系数 ξ 、流量系数 μ 及汽流出口角 $\alpha_1 (\beta_2)$ 。下面对压力分布曲线作一扼要介绍。

1-1-2-1 压力分布曲线

叶栅试验的基本目的,是确定各工况下叶栅中各项损失及总损失的大小,而叶栅中各项损失均与叶栅汽道内的压力分布有密切关系。根据压力分布曲线的形状,可以判断叶栅中各项损失产生的原因以及影响其大小的主要因素。压力分布曲线均用压力系数 $\bar{p}$ 作为纵坐标, $\bar{p}$ 的定义为:

$$\bar{p} = (p_i - p_1) / \left(\frac{\rho_{1t} c_{1t}^2}{2} \right) \quad (1-7)$$

式中 p_1, ρ_{1t}, c_{1t} ——叶栅后汽流的静压、理想密度和理想速度;

p_i ——叶型表面某点的静压力。

因为 $\frac{\rho_{1t} c_{1t}^2}{2}$ 是与叶栅总压差 $(p_0^* - p_1)$ 相对应的叶栅出口动能,所以压力系数 $\bar{p}$ 就表示测点处压差 $(p_i - p_1)$ 占总压差 $(p_0^* - p_1)$ 的份额。

叶栅的压力分布曲线是将叶型的背弧和内弧上各测点的 $\bar{p}$ 值,绘在展开的叶型的相应位

置上而成的。图 1-6 和图 1-7 分别表示冲动式叶栅和反动式叶栅在一定的相对节距($\bar{t}=t/b$)和进口压力条件下的压力分布曲线。从图中可以清楚地看到,叶栅汽道内的压力分布是不均

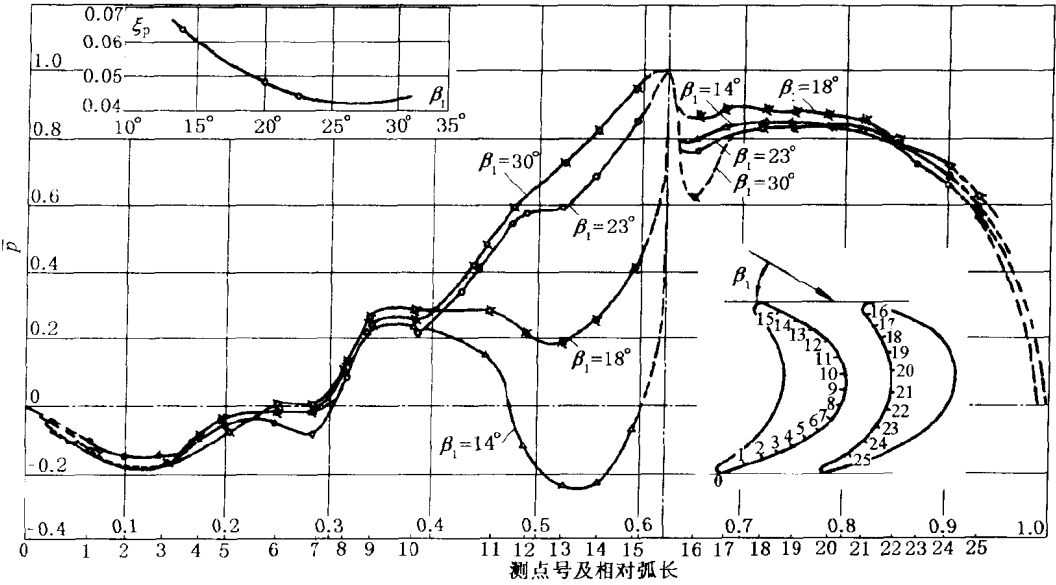


图 1-6 冲动式叶栅的压力分布曲线

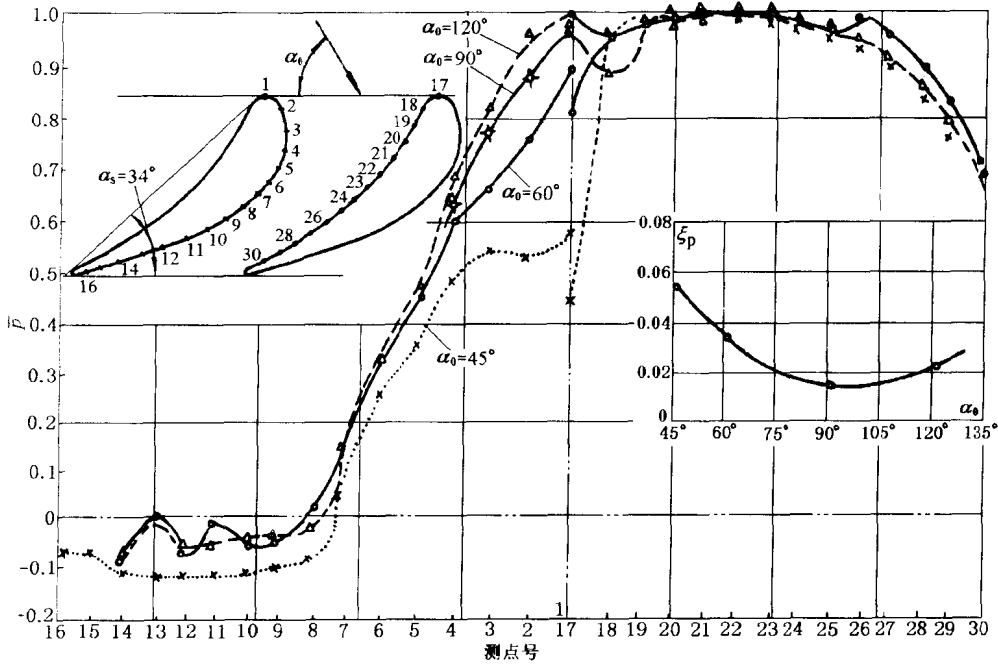


图 1-7 反动式叶栅的压力分布曲线

匀的,在垂直于汽流方向的任一截面上,内弧的压力总是大于背弧的压力。这是由于汽流绕凸面作曲线运动时所产生的离心力对凹面所施的压力的缘故,也是汽流对叶栅的作用力的来源。此外还可以看到,汽道内压力变化的总趋势是由进口向出口降低,但不是均匀下降的,且内弧和背弧下降规律也是不同的。通常在斜切部分的背弧上一段距离内,汽流的压力低于出口压

力,所以在这段后面必然跟着一个扩压段。扩压段将使附面层增厚,甚至产生脱离,使汽道损失增加。在冲动式叶栅中,甚至在叶栅进口区也会有扩压段,这也是冲动式叶栅比反动式叶栅流动损失大的原因之一。

叶栅气动特性的好坏,可直接从压力分布曲线的形状来判断。通常,好的压力分布曲线应该是:压力沿叶型的背弧和内弧由进口向出口逐渐平缓地降低,而不产生扩压段,即使产生了扩压段也只存在于靠近出口的一小段内。

1-1-2-2 叶栅损失

大量的试验结果表明,平面叶栅中的流动损失包括叶型损失和端部损失两部分。

1. 叶型损失

(1) 叶型损失的机理 叶型损失一般用损失系数 ξ_{∞} 表示,其成因包括以下四个方面。

① 附面层中的摩擦损失。附面层中的摩擦损失的大小一方面取决于叶栅表面的光洁度,另一方面与压力分布密切相关。若叶型表面某段沿汽流流动方向压力降落较快,则汽流在这段上加速较大,加速汽流总是倾向于使附面层减薄,从而使附面层中的摩擦损失减小。反之,加速较小的汽流易使介质堆积、附面层加厚,使摩擦损失增加。这也是冲动式叶栅的摩擦损失大于反动式叶栅的原因之一。在冲动式叶栅中采用一定的反动度,也正是为了减小这种不利因素的影响。

② 附面层脱离引起的涡流损失。根据附面层理论,附面层内外的压力是相同的,所以在扩压段,附面层内汽流的动能除去克服摩擦外,还要有部分转变为压能,因此汽流速度迅速下降,到某一截面时,速度降为零。而在这个截面之后,由于扩压的作用,在附面层内便产生倒流的流体与主流相遇被挤离壁面而形成涡流,引起损失,故使摩擦损失急剧增大。图 1-8 为反动式叶栅中叶型表面附面层的分布示意,其中图 1-8b 表示叶栅出口段背弧上的附面层由于扩压作用强烈,致使脱离型面而产生涡流的情况。

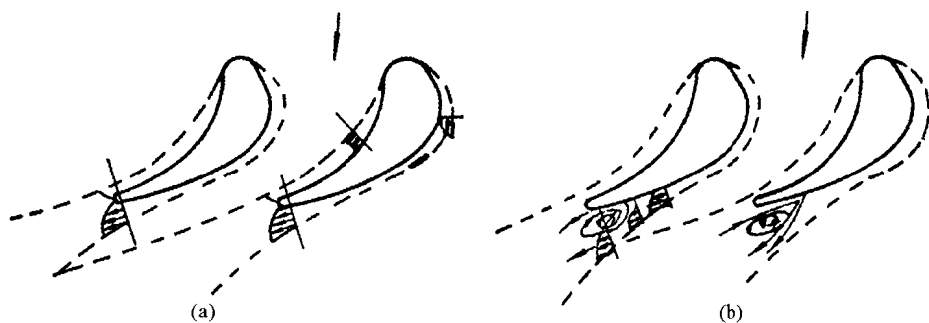


图 1-8 反动式叶栅中叶型表面附面层分布

(a) 无涡流;(b) 有涡流

③ 尾迹损失。由于叶片出口边缘总有一定的厚度 Δ (图 1-2),所以沿着叶型背弧和内弧来的两股汽流在离开叶栅之后不能立刻汇合,因而在出口边之后形成充满旋涡的尾迹区,如图 1-9 所示。近叶片出口边的尾迹区内汽流速度与主流的速度相差很大,之后在粘性的影响下,汽流速度将逐渐均匀。均匀后的汽流速度低于原来的主流速度,使汽流动能减少,这种损失称为尾迹损失。尾迹损失与 $\frac{\Delta}{a}$ (a 为汽道最小截面的宽度)成正比。所以在强度和工艺条件许可

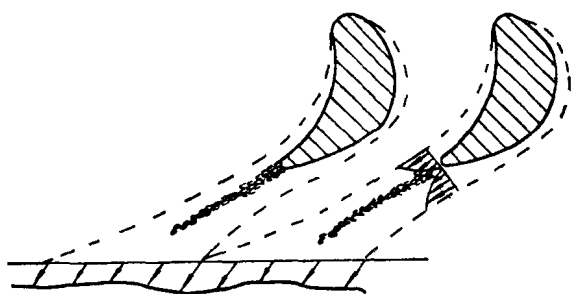


图 1-9 叶栅后的尾迹

增。这些由冲波引起的损失统称为冲波损失。

(2) 影响叶型损失的主要因素 因为叶型损失与压力分布曲线密切相关,故凡影响压力分布曲线的因素,诸如叶栅类型、叶栅几何参数和汽流参数等,都必然影响叶栅损失。这些因素虽多,但对某一种给定的叶栅来说,最主要的因素只有三个,即 $\alpha_0(\beta)$ 、相对节距 $\bar{t}$ 和汽流马赫数 Ma 。马赫数对叶型损失及汽流出口角都有影响,故放在后面讨论。这里先分析前面两项的影响。

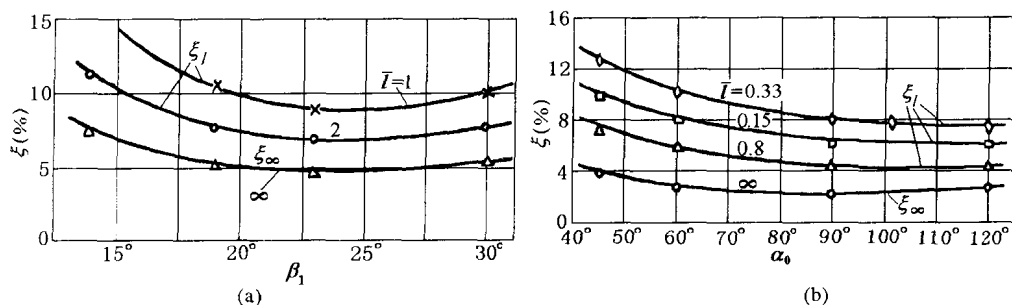


图 1-10 进汽角对叶型损失的影响

(a) 冲动式叶栅; (b) 反动式叶栅

① 进汽角 $\alpha_0(\beta_1)$ 的影响。图 1-10a 和 b 分别表示一种冲动式叶栅和一种反动式叶栅的叶型损失系数 ξ 在一定条件下随 β_1 (或 α_0) 而变化的情况。由图可知,对于反动式叶栅,当 α_0 由 90° 变化 $\pm 30^\circ$ 时,损失变化是不大的。例如, $\alpha_0 = 60^\circ$ 时的叶型损失 ξ 只从 90° 时的 2% 增加到 2.3%,但当 α_0 减小到 45° 时,叶型背弧入口段产生了明显的扩压段,故 ξ 增加到 3.7%。对于冲动式叶栅,进汽角 β_1 对叶型损失 ξ 的影响一般大于反动式叶栅,这主要是由于冲动式叶栅进口边较尖,对 β_1 的变化较为敏感所致。例如,当 β_1 从 23° 减小到 14° 时,叶型损失从 5% 增加到 7.5%。若在冲动式叶栅中采用圆头进口边,则可减小进汽角对损失的影响。

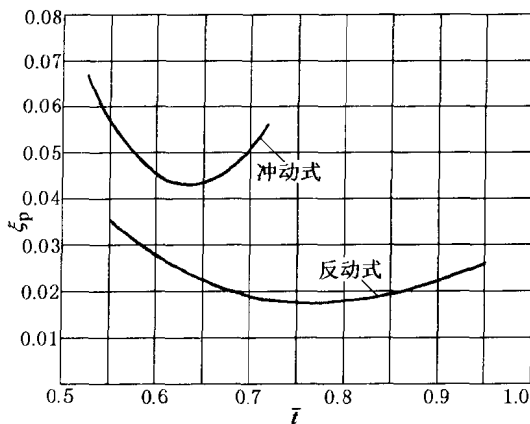


图 1-11 叶型损失系数与相对节距的关系

② 相对节距 $\bar{t}$ 的影响。叶栅的相对节距是一个重要的几何参数。节距的变化直接影响

到叶栅汽道的形状和出汽角,因此也就影响到叶型上的压力分布和附面层的性质,所以叶型损失系数 $\xi_{\text{型}}$ 与 $\bar{t}$ 有密切关系。

节距过大时,会使背弧和内弧的压力差增大,使汽流受内弧的约束减弱,背弧出口段的扩压范围和扩压程度都将明显增加,这些因素都会引起叶型损失增大。反之,若相对节距过小,不仅使单位流量的摩擦面增加,而且因出口边相对厚度 Δ/a 的增大使尾迹损失增加。故对一定的叶栅来说,就有一个最佳的相对节距值 $\bar{t}_{\text{op}}$ 。图 1-11 给出了相对节距与叶型损失系数之间的关系。由图可知,常用的冲动式叶栅 $\bar{t}_{\text{op}}=0.58\sim 0.70$,反动式叶栅 $\bar{t}_{\text{op}}=0.65\sim 1.0$ 。

2. 端部损失

(1) 端部损失机理 在汽轮机的高压级中,叶栅均装有围带。由于叶栅汽道上下两端面的存在,就产生了端部附面层中的摩擦损失。在汽道中部,背弧到内弧的横向压力梯度与大速度汽流转折而产生的离心力相平衡,不会引起主流的横向流动。但在上下两端面的附面层内,汽流速度相对很小,所产生的离心力不足以抵消上述的压力梯度,于是在这个横向压力梯度的作用下,两端面附面层内的汽流便产生了由叶片内弧向背弧的横向运动,如图 1-12b 所示,这种流动称为二次流。由于二次流的存在,根据流动连续的条件,在靠近端壁的内弧附近,必有流体从主流补入,形成像图 1-12b 中右上角和右下角各用三个箭头表示的那种补偿流动,局部地干扰了主流的流向,造成损失。与此同时,在靠近端面的背弧上,沿着端面横向流来的附面层便与沿着背弧平行于端面流来的附面层相冲突(图 1-12a)。结果使端壁附近背弧上的附面层堆积而剧烈增厚,在多数情况下这个加厚了的附面层会发生局部脱离,从而在端部形成旋涡,然后在粘性的影响下,被主流带出叶栅,在上下端壁处构成了两个相反的对涡流动,如图 1-12a 所示。

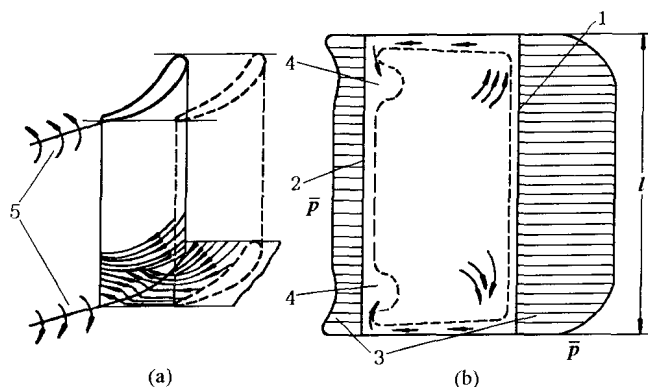


图 1-12 叶栅汽道内二次流示意

(a) 双旋涡;(b) 附面层和压力分布

1—内弧;2—背弧;3—压力图;4—附面层增厚区;5—双旋涡

(2) 影响端部损失的因素 对端部损失有决定性影响的是相对高度 $\bar{l}=l/b$ 。图 1-13 给出了端部损失与 $\bar{l}$ 的关系曲线。由图可见, $\bar{l}=1.58$ 和 $\bar{l}=2.58$ 时,叶栅各微元高度上的总损失系数沿叶高的变化几乎是重合的,因而端部损失在叶栅总损失中占的比例随 $\bar{l}$ 增大而减小。当 $\bar{l}$ 小于相对极限高度时,上下两端旋涡重叠、干扰、强化,使整个叶栅通道充满旋涡,不仅端部损失相对值增大,而且绝对值也增大,图中 $\bar{l}=0.895$ 与 $\bar{l}=0.675$ 的曲线清楚地表明了这一点。因此在设计中要求叶栅高度不能小于极限高度。在强度允许的条件下,尽量采用窄叶栅,以利于增大 $\bar{l}$ 。

影响端部损失的还有其他一些因素,如叶型、相对节距、安装角、进汽角等,不过它们都是通过对压力分布曲线的影响表现出来的。因此根据前面描述端部损失的形成原因,可以断言,凡是能使叶栅汽道中横向压力差增大的因素,均会引起端部损失的增加;反之就减小。

试验证明,将短叶栅顶部做成一定的形状,即在高度上有少量的收缩(如图 1-14 所示),可有效地减小端部损失。因为这种形状使汽流在斜切部分进一步加速,所以出口段背弧附面层减薄,同时汽流向根部的流动可以减小根部流动损失。

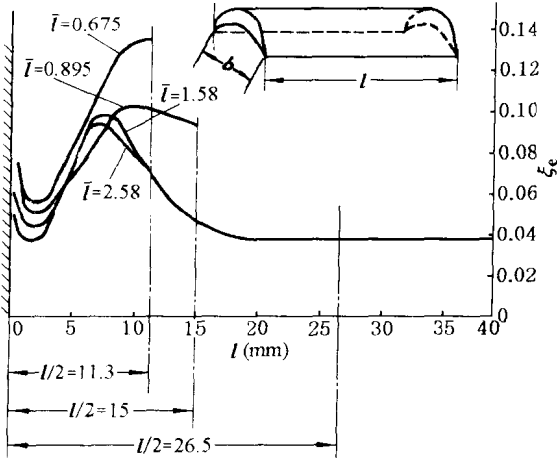


图 1-13 端部损失 ξ_e 与相对高度 $\bar{l}$ 的关系曲线

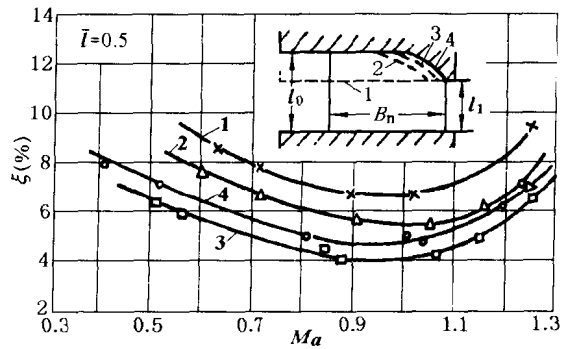


图 1-14 顶部子午面收缩程度对叶栅端部损失的影响

由于端部损失在短叶栅中特别严重,所以叶栅的相对高度越小,顶部子午面收缩的效果越显著。图 1-14 给出了相对高度 $\bar{l}=0.5$ 时,喷嘴叶栅顶部子午面不同收缩程度对端部损失的影响。由图中可见,最有效的形状是使叶栅在斜切部分的高度上有少量的缩小,如图中的 3 和 4 型线。与等高型线 1 相比,其叶栅损失可减少 2.5%。

3. 影响叶栅损失的其他因素

影响叶栅损失的因素很多,各因素之间相互又有影响,但归纳起来主要因素有:相对节距、相对高度、汽流进出口角、安装角和马赫数等。有些因素在前面已做了分析,这里只简要地分析一下安装角、汽流出口角及马赫数的影响。

(1) 安装角及出口汽流角的影响 大量试验证明,相对节距 $\bar{t}$ 和安装角 α_s (β_s) 的增大均会导致出口汽流角 α_1 (或 β_2) 的增大。因此安装角及出汽角对叶栅损失的影响机理与相对节距基本相同。图 1-15 给出了一反动式叶栅在不同安装角下的压力分布曲线、叶栅损失及出汽角的变化曲线。由图可知,随着安装角 α_s 的增加,叶栅损失开始时减小,而后增大。这一点从图 1-15a 的压力分布曲线上具体地反映了出来。因此,对一定的叶栅来说,有一个最佳的安装角。从图 1-15b 可知,安装角对出口汽流角 α_1 的影响是线性的。

由于出口汽流角是随着相对节距和安装角的增加而增加的,因此为了保持叶栅的出口汽流角不变,相对节距和安装角一个选用较大值时,另一个必须选用较小值。

(2) 马赫数 Ma 的影响 Ma 数的影响主要表现在汽流压缩性对叶栅特性的影响上,所以只有当 Ma 数达到一定的数值时才会表现出来。试验表明,当叶栅在 $Ma > 0.3 \sim 0.4$ 的条件下工作时,压力分布曲线、能量损失系数和出汽角都将随 Ma 数的变化而改变。图 1-16a 给出了某一冲动式叶栅的不同 Ma 的 5 条压力分布曲线。反动式叶栅中压缩性对压力分布曲线的

影响也基本如此,只是较缓和而已。

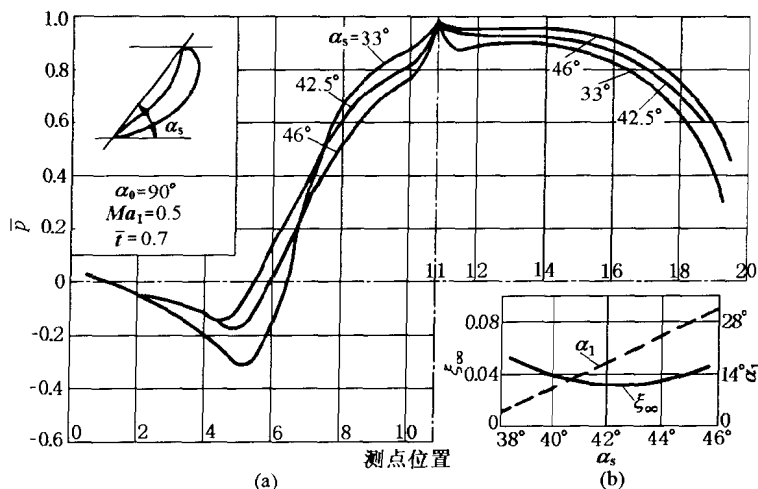


图 1-15 反动式叶栅在不同安装角下的压力分布曲线、叶栅损失和出汽角的变化曲线

在亚音速叶栅中,存在一个所谓的临界马赫数 Ma_{cr} ,其含意为:当 $Ma = Ma_{cr}$ 时汽道中已经有一点达到临界速度。所以,当 $Ma < Ma_{cr}$ 时,汽道内的速度均小于音速,此时随着 Ma 的增加,汽流速度增加,附面层随之变薄,从而使摩擦损失及叶栅损失减小;但当 $Ma > Ma_{cr}$ 后,若再增加 Ma 数,则在叶栅汽道背弧上会产生局部超音速,但出口汽流仍是亚音速,所以汽道内必然有冲波产生,这时摩擦损失的减小不能弥补冲波损失的增大,所以叶栅损失是增加的。因此在 ξ_∞ 与 Ma 数关系曲线上存在一个最低点,如图 1-16b 所示。

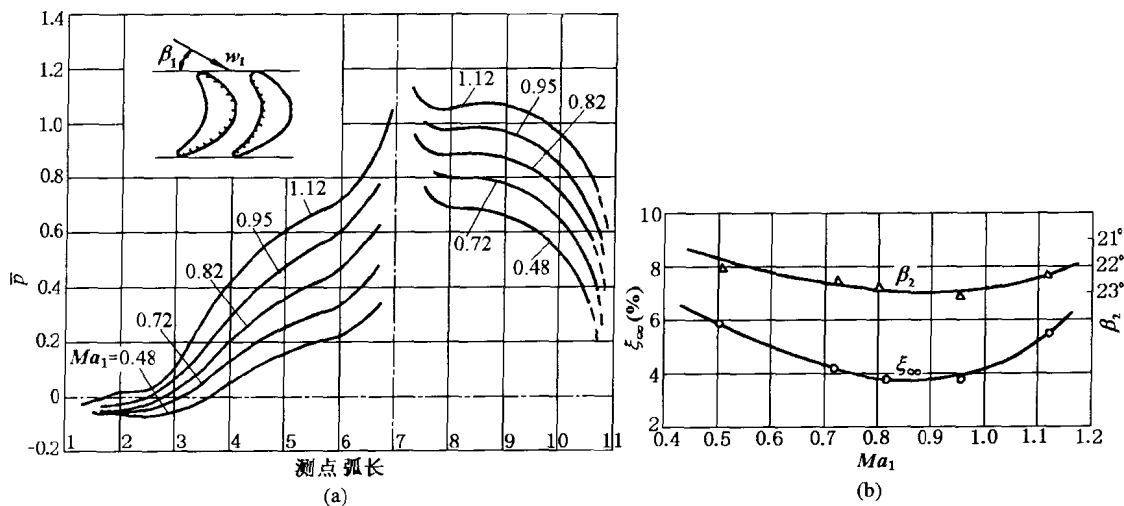


图 1-16 Ma 数对冲动式叶栅气动特性的影响

(a) Ma 数对压力分布曲线的影响;(b) 叶栅损失和出汽角与 Ma 数的关系曲线

图 1-16b 还绘出了汽流出口角与 Ma 数的关系曲线。由图可知,当 $Ma < Ma_{cr}$ 时,随着 Ma 数的增大出汽角略有减小;当 $Ma > Ma_{cr}$ 时,出汽角则随 Ma 数的增大而增大;当 $Ma > 1$ 时,汽流在斜切部分中产生偏转,故使出汽角较快地增加。但总的来说, Ma 数对出汽角的影响不大。

1-1-2-3 叶栅试验数据的应用

由平面叶栅的风洞试验所获得的叶栅特性是通过压力分布曲线、叶栅损失、端部损失及汽流出口角等各种特性参数来表示的,而这些特性参数又是随一系列几何参数和流动参数而变化的。因此要把这些关系都用曲线表示出来是困难的,但是可以从中找出最能表达叶栅气动特性的主要参数,将它们绘成简单易用的曲线,以满足级的热力设计计算的需要。

通常将每种叶栅试验数据整理成三组气动特性曲线。现以我国研制的 HQ-2 型喷嘴叶栅(图 1-17)和 HQ-1 型动叶叶栅(图 1-18)的气动特性曲线为例介绍如下。

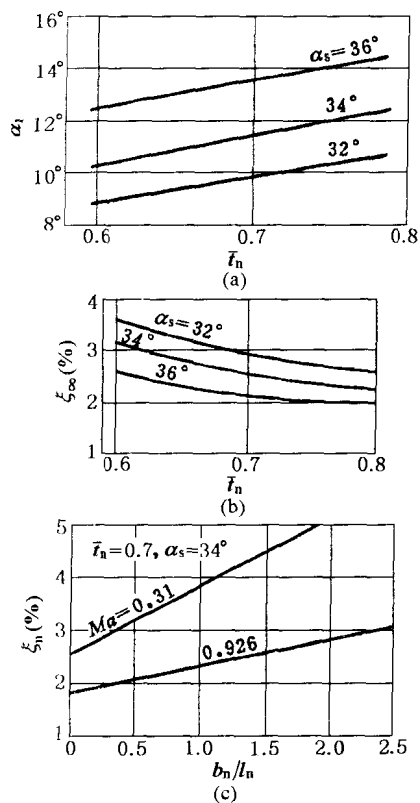


图 1-17 HQ-2 型喷嘴叶栅气体动力特性
(a) α_1 与 $\bar{t}_n$ 的关系; (b) ξ_∞ 与 $\bar{t}_n$ 的关系;
(c) ξ_n 与 b_n/l_n 的关系

1. 汽流出口角曲线

汽流出口角的大小主要取决于相对节距和安装角。故用 $\bar{t}_n$ ($\bar{t}_b$) 作为横坐标, α_1 (β_2) 作为纵坐标, 用 α_s (β_s) 作为参变量可组成第一幅叶栅特性曲线图(图 1-17a 和图 1-18a)。

2. 叶栅损失曲线

决定叶栅损失的主要因素也是相对节距和安装角, 而进汽角的影响在变工况时才表现出来, 设计工况时可不必考虑。因此只要用 $\bar{t}_n$ ($\bar{t}_b$) 作为横坐标, ξ_∞ 作为纵坐标, 而用 α_s (β_s) 作为参变量, 即可绘出第二幅叶栅特性曲线图(图 1-17b 和图 1-18b)。

3. 总损失曲线

端部损失或总损失主要取决于相对高度 $\bar{l}$ ($\bar{l} = b/l$), 其次是安装角和进汽角。故用

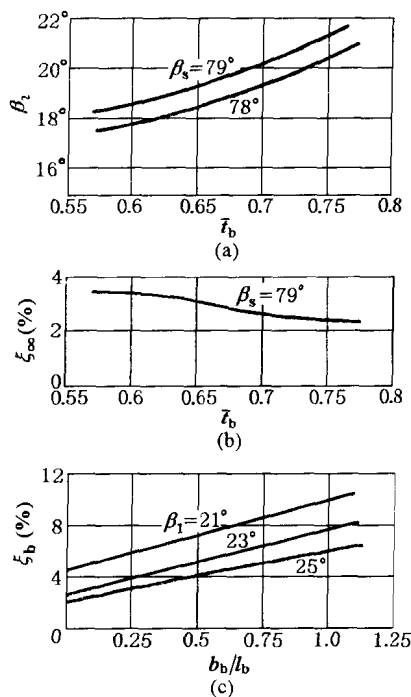


图 1-18 HQ-1 型动叶栅气体动力特性
(a) β_2 与 $\bar{t}_b$ 的关系; (b) ξ_∞ 与 $\bar{t}_b$ 的关系;
(c) ξ_b 与 b_b/l_b 的关系

$b_n/l_n(b_b/l_b)$ 作为横坐标, ξ_l 或 $\xi_n(\xi_b)$ 作为纵坐标, 而用 $\alpha_s(\beta_s)$ 或 $\alpha_0(\beta_1)$ 作为参变量, 便可绘制成第三幅叶栅特性曲线图(图 1-17c 和图 1-18c)。

这三幅曲线图基本上可以表示一个平面叶栅的气体动力特性, 至少对设计工况是够用了。

§ 1-2 级的设计原理

由型线沿叶高不变的等截面叶片(也称直叶片)构成的级, 称为直叶片级; 由型线沿叶高变化的变截面叶片(也称扭叶片)构成的级, 称为扭叶片级。本节重点讨论直叶片级的热力设计问题, 因为多级汽轮机的高压部分多采用直叶片级, 而且它的热力设计是扭叶片级热力设计的基础。

级的热力设计的主要任务是确定级的几何结构参数、热力参数以及级的效率和功率, 设计方法有速度三角形法和模拟法两种。直叶片级大多采用速度三角形法, 它的特点是以一元流动为理论基础, 以平面叶栅吹风试验资料为依据, 以平均截面的参数为代表, 通过基本方程和速度三角形的求解来完成级的热力计算。

为了使设计的级具有较高的效率, 首先要搞清楚级的某些结构因素与效率的关系。同时, 级的相对内效率的大小与所选用的叶栅、速比、反动度和级的结构参数等一系列因素有关。因此关于这些参数的选择原则也是级的热力设计的基本内容之一。

1-2-1 汽轮机级的某些结构因素与效率的关系

汽轮机通流部分的主要结构尺寸的选择, 除了应保证机组的安全运行外, 还要考虑机组的经济性。结构及其尺寸若选择不恰当, 会使级内损失增加、效率降低。所以在设计时, 除了合理地选定叶栅、速度比、反动度之外, 还必须合理地确定级内某些结构因素。只有这样才能达到减小损失、提高效率的目的。

1. 动、静叶之间的轴向间隙

汽轮机动、静叶之间的轴向间隙如图 1-19 所示。由图可见, 动、静叶之间总的轴向间隙 $\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_r$ 。其中 δ_r 称为开式轴向间隙, δ_1 和 δ_2 分别为喷嘴和动叶的闭式轴向间隙。

δ_r 取得越小, 叶顶漏汽损失越小, 级效率越高。但若 δ_r 的取值小于机组启停和变工况时该处的最大热膨胀差(工程上称为差胀或胀差)时, 就会使动、静部分发生碰擦, 引起机组振动或事故。在正常情况下, δ_r 可取 1.5~2mm。低压级的差胀通常较大且容积流量很大, 故 δ_r 可选较大值, 有时 δ_r 甚至可取 5~6mm。

闭式轴向间隙 δ_1 和 δ_2 也存在着两方面的影响。当 δ_1 和 δ_2 较大时, 有利于减缓喷嘴出口尾迹的影响, 使动叶进口的汽流趋于均匀, 可提高效率; 同时也减小了动叶受喷嘴尾迹汽流脉动的冲击, 对动叶的强度是有利的。但是, 较大的 δ_1 和 δ_2 使得汽流的路程增长了, 因而增加了汽流与汽道上下壁面之间的摩擦, 使级效率降低。因此, δ_1 和 δ_2 应有一较佳的范围。设计实践表明, 一般采用表 1-1 中的数值较为恰当。

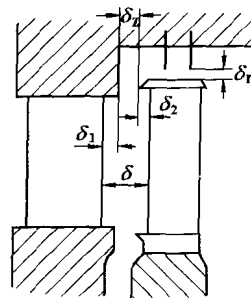


图 1-19 动、静间隙及动叶顶部汽封