

燃气轮机装置的变动工况

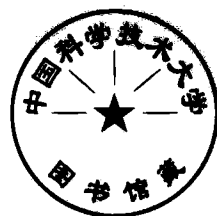
〔苏联〕И. В. 柯特略尔 著

上海科学技术出版社

燃气輪机裝置的变动工况

〔苏联〕И. В. 柯特略尔 著

樊介生 高 椿 譯



上海科学技术出版社

內 容 提 要

本书研究燃气轮机装置在部分负荷下工作时的一些问题,介绍了压气机、透平、热交换器、装置的其他部件以及整个装置在变动工况下的计算方法。本书也研究了各种用途的燃气轮机装置的特性。

本书可供从事设计和研究燃气轮机的工程师、科学研究工作者以及该专业的大专师生参考。

ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

И. В. Кетляр

Машигиз • 1961

燃气轮机装置的变动工况

樊介生 高 椿 译

上海科学技术出版社出版 (上海瑞金二路 450 号)

上海市书刊出版业营业许可証出 093 号

上海市印刷四厂印刷 新华书店上海发行所发行

开本 850×1156 1/32 印张 7 26/32 插页 2 排版字数 200,000

1965 年 6 月第 1 版 1965 年 6 月第 1 次印刷

印数 1—1,500

统一书号 15119·1821 定价(科六) 1.10 元

前 言

近年来,燃气輪机技术飞速发展,因而需要更深入地研究燃气輪机理論,其中也包括它的变动工况問題。

燃气輪机变动工况問題,比汽輪机的具有更大意义。汽輪机在变动工况下其热力循环参数一般是不变的,而在燃气輪机装置(FTV)中,則在流量变化的同时,循环参数也会发生变化。

由于燃气輪机装置具有大量可能采用的原理系統,变动工况下燃气輪机工作的研究因而大大地复杂化。在計算工况下工作时,有良好效率的許多系統,实际上只有少数是合理的,这首先取决于部分負荷下的工作条件。不正确地选择裝置的系統、計算工况的参数和系統中各組成部件的特性曲綫,不仅会降低效率,而且也会使它不能在部分負荷下工作,这样,燃气輪机装置就不适于实际应用。

近年来,发表了許多研究燃气輪机装置变动工况的著作。但是在現有的一些文献中,对燃气輪机装置在部分負荷下工作的研究还不够充分。这包括在部分負荷下燃气輪机装置特性曲綫的研究和計算方法問題以及这些特性曲綫本身的研究問題。

本书闡述与燃气輪机装置变动工况有关的一些問題。特別着重介紹在部分負荷下裝置的工作条件。

一、二、三章研究燃气輪机装置主要部件:压气机、透平、热交换器和燃燒室在变动工况下的工作,并列有这些部件的計算方法。第四章研究在变动工况下工作时燃气輪机裝置的計算方法。五、六两章探討各种系統的燃气輪机裝置在部分負荷下的工作。第七章根据裝置的具体用途,介紹燃气輪机裝置基本参数和系統的选择。

本书中列有作者所編制的热力图表,采用这种图表能大大地簡化燃气輪机的热力計算,而又有相当高的精确度。

基本符号表

A ——功热当量, 等于 $\frac{1}{427}$ 大卡/公斤·米; 各种系数;

B ——流量参数, 等于 $\frac{Gp_0}{G_{0p}} \sqrt{\frac{T}{T_0}}$; 各种系数;

F ——回热器面积, 米²; 喷嘴或叶片的通流截面;

G ——空气或燃气流量, 公斤/秒; 各种系数;

H ——等熵热降, 大卡/公斤;

H_T ——透平中的等熵热降, 大卡/公斤;

H_κ ——压气机中的等熵热降, 大卡/公斤;

H_i ——内(可用)热降, 大卡/公斤;

I ——气体的焓, 大卡/莫尔;

L_T ——透平的内功, 大卡/公斤;

L_κ ——压气机的内功, 大卡/公斤;

L_u ——燃气轮机装置的剩余功(有效功), 大卡/公斤;

M ——当地气流速度与音速之比; 扭矩, 公斤·米;

N ——功率, 马力或瓩;

Q ——热量, 大卡/公斤或大卡/小时;

R ——气体常数, 公斤·米/公斤·度;

S ——气体的熵, 大卡/莫尔·度;

T ——绝对温度, °K;

b ——叶片弦长, 毫米;

c ——气体速度, 米/秒;

c_a ——气体轴向速度, 米/秒;

$\bar{c}_a = \frac{c_a}{u}$ ——压气机级的流量系数;

$c_{\phi} = 91.5 \sqrt{h + h_{ax}}$ ——与級中全热降一致的理論速度, 米/秒;

c_{kp} ——气体的临界速度, 米/秒;

c_p ——实际的定压比热, 大卡/公斤·度;

c_{pm} ——平均的定压比热, 大卡/公斤·度;

g ——重力加速度, 米/秒²;

h ——級中的等熵热降, 大卡/公斤;

h_i ——級中的內(可用的)热降, 大卡/公斤;

Δh_c ——喷嘴中的损失, 大卡/公斤;

Δh_a ——叶片中的损失, 大卡/公斤;

i ——焓, 大卡/公斤; 冲角, 度;

k ——絕热指数; 传热系数, 大卡/米²·小时·度;

l ——叶片高度, 毫米;

$m = \frac{k-1}{k}$ ——指数; 各种系数;

n ——轉速; 各种系数;

p ——气体的压力, 公斤/厘米²或公斤/米²;

r ——混合气体中的容积成分;

t ——温度, °C; 叶片节距, 毫米;

u ——圆周速度, 米/秒;

v ——气体的比容, 米³/公斤;

$x = \frac{u}{c_{\phi}}$ ——透平級中的速比;

z ——透平級数; 各种系数;

α ——过量空气系数; 导向叶片的絕對进出口角; 各种系数;

α_a ——空气的放热系数, 大卡/米²·小时·度;

α_g ——燃气的放热系数, 大卡/米²·小时·度;

β ——燃气混合物的組成系数; 透平級后与級前的压力比,

p_2/p_1 ; 工作叶片的相对进出口角;

ε ——压气机叶栅中的气流折轉角;

ξ ——压力损失系数;

ζ ——各种损失的百分数;

η ——效率;

η_e ——燃气轮机装置的实际(有效)效率;

η_i ——透平的内效率;

η_k ——压气机的内(绝热)效率;

η_m ——透平式压气机的机械效率;

η_i ——级的内效率;

η_p ——回热度;

μ ——分子量;动力粘度, 公斤·秒/米²;

λ ——多变指数;导热系数, 大卡/米·小时·度;

ν ——运动粘度, 米²/秒;

ρ ——密度, 公斤·秒²/米³;

ρ_r ——级的反应度(反动度)(在平均半径处);

φ_p ——透平叶栅的流量系数;

φ ——喷嘴的速度系数;压比(大比小);

φ_k ——压气机中的压缩比(增压);

φ_T ——透平中的膨胀比(降压);

ψ ——交叉流动的热交换器中平均温差修正系数;透平叶片的速度系数;压气机级的能量头系数(等于 $\frac{H}{u^2/2g}$);

ψ_p ——工作叶片的流量系数。

装置或级前后的参数 T 、 t 、 p 和 v 都注以相应的脚标 1 和 2。热力循环各个点的参数 T 、 t 和 p 也有脚标, 这些脚标和 T - S 图中此循环系统上标明的符号相对应。在有几个压气机及几个透平的燃气轮机装置中, φ_k 、 φ_T 及其他的参数也注有与压气机或透平的顺序号码(按气体流动的方向)相应的脚标。

脚标 0 表示计算工况下的参数值, 上面有横线的表示相对(无因次的)参数值, 星号表示滞止参数。

目 录

前 言

基本符号表

第一章 变动工况下压气机的工作	1
1. 压气机的特性曲线	1
2. 压气机叶栅和轴流压气机级在变动工况下的工作	5
3. 压气机特性曲线的计算和绘制	14
4. 在计算工况下轴流压气机流量系数 $\bar{c}_a$ 逐级变化的规律对其特性曲线的影响	18
5. 变化通流截面调节燃气轮机装置的压气机	26
第二章 变动工况下透平的工作	29
1. 变动工况下透平叶栅的工作	29
2. 变动工况下透平级和级组的效率	40
3. 透平的单级或级组的流量方程、通流截面变化的计算	46
4. 转速的变化对反应度和通过级中的流量的影响	57
5. 透平轴上扭矩的变化和转速的关系	63
6. 透平通用特性曲线的详细计算方法	70
7. 根据给定的通流部分几何尺寸校核透平热力计算的近似方法	78
第三章 变动工况下热交换器和燃烧室的工作	84
1. 燃气轮机装置变动工况下回热度的变化	84
2. 变动工况下空气冷却器的工作	91
3. 变动工况下燃烧室的工作	93
第四章 变动工况下燃气轮机装置的计算	97
1. 燃气轮机所有部件协调工作的基本方程式	97
2. 变动工况下燃气轮机装置独立参数的数目	100
3. 变动工况下燃气轮机装置详细计算步骤	101
4. 用线性方程组的方法来研究变动工况下燃气轮机装置的工作	109

5. 大气参数变化时燃气轮机装置的計算, 采用相似理論以繪制 压气机、透平以及具有独立动力透平的装置的通用特性曲綫	116
第五章 变动工况下各种不同系統的燃气輪机装置特性的研究	123
1. 問題的提出	123
2. 一級压缩和燃燒的系統	129
3. 兩級压缩和一級燃燒的系統	135
4. 一級压缩和兩級燃燒的系統	144
5. 兩級压缩和燃燒的系統	149
6. 可切斷增压的系統	158
7. 系統各部件的特性对装置工作的影响	160
8. 部分負荷下有最佳特性的計算工况参数选择	166
第六章 燃气輪机装置的特殊工况	168
1. 外界空气温度的变化对装置工作的影响	168
2. 燃气輪机装置的起动机况	174
3. 在燃气輪机中采用通流截面可調节的噴嘴	180
4. 压气机导向叶片的轉动和燃气或空气的旁通对装置特性的影 响	183
第七章 根据用途选择燃气輪机装置最佳参数和系統	185
1. 燃气輪机装置的单位重量	185
2. 船用燃气輪机装置	188
3. 陆用运输式燃气輪机装置	200
4. 陆用运输式燃气輪机装置的外特性曲綫, 車輪傳动型式的选 擇	206
5. 电站用固定式燃气輪机装置	215
6. 其他用途的燃气輪机装置	229
附录: 計算燃气輪机的热力图表	232
参考文献	240

第一章 变动工况下压气机的工作

1. 压气机的特性曲线

在计算与研究燃气轮机装置 (ITV) 的工作时, 必须知道压气机在所有工况下的参数.

根据燃气轮机装置的用途, 压气机应能在其流量、能量头和转速比较宽广的变化范围内工作. 当起动及停车时, 压气机总要经过一系列圆周速度大大地小于计算值的工况.

计算流量和能量头大多同时取为最大值, 因此一般选择最大的圆周速度作为计算值. 这时, 压气机运行中的圆周速度等于或小于计算值.

要为压气机建立一些跟透平相类似的 (见第二章)、比较精确的、空气 (煤气) 流量和能量头之间的解析关系曲线是困难的. 总之, 到目前为止, 一些学者所提出的那些关系曲线是不精确的, 不能用到实际中去. 这是因为在扩压式叶栅中 (和收敛式的透平叶栅不同), 冲角略有变化就会使级工况急剧变化, 此时这些变化和许多条件有关, 特别是 Re 数和 M 数.

在评定非计算工况下的压气机工作时, 一般根据它的特性曲线, 这种特性曲线是压气机的压缩比 φ_K (或能量头 H)、绝热效率 η_{ad} 、气体的重量流量 G (或容积流量 Q) 和圆周速度 u (或转速 n) 之间的关系图表. 以上各数值的参数可以选用有因次或无因次的当量值来代替 (图 1).

图 20 示轴流式压气机的典型特性曲线. 图中横坐标表示空气的重量流量, 而纵坐标表示压缩比. 在特性曲线图上也绘有压气机绝热效率和相对转速为常数的曲线. 压气机的稳定工作区大致与绘有效率与转速为常数的曲线族的范围相一致. 在特性曲线

的右下方,在大流量的范围中有一些能量头和效率急剧降低的点,这是由于一系列级中负冲角的绝对值急剧增加之故.这一区域就称为滞塞区,在该区域中有一些级的工况是透平的工况.

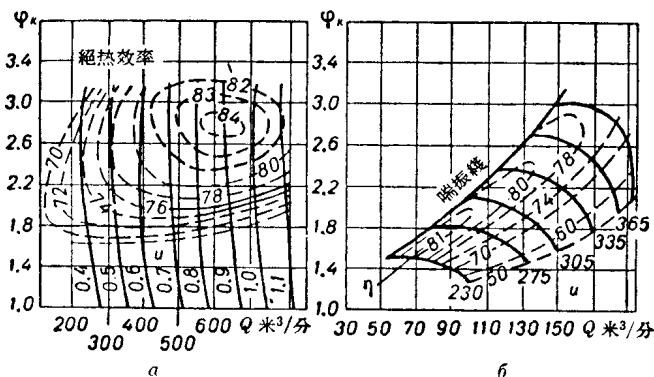


图1 压气机的特性曲线

a—螺旋式; b—离心式

在特性曲线的虚线(称为喘振边界)上方,有一些喘振工况点,在这些工况下压气机叶栅中会产生一种稳固的周期性的流动脱离现象.当然,这些工况不能用作压气机的正常工作工况.

一些工作者花费了很多工作来研究级和整个压气机中的喘振现象,但是目前这一研究尚不充分.

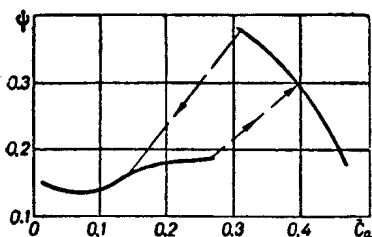


图2 在脱离区中压气机级的特性曲线

图2为实验得出的喘振区中级的特性曲线^[7]. 这里气流具有周期性脱离的特征. 当流量系数大约降低到 $\bar{c}_a = 0.3$ 时, 能量头系数 ψ 就增加到 ~ 0.39 , 然后流量系数再突然降低到 0.15, 而能量头系数也降低到 0.17. 进一步降低 $\bar{c}_a$, 最初也使 ψ 稍有下降, 但以后又有某些增加. 当增加流量系数时, ψ 在较高流量系数下突然增加: $\bar{c}_a$ 大约由 0.27

增加到 0.4 时, ψ 由 0.19 增加到 0.3。这样, 喘振阶段的界限须视流量的增加或减少而定。这里列举的喘振阶段的磁滞环路对压气机级来说是典型的。

现在让我们较仔细地研究一下轴流压气机喘振时所产生的现象的物理本质。

当压气机中空气流量降低时, 叶片的冲角就会增加, 当其达到极限值时就会使气流脱离。气流的脱离常常发生在级内为数不多的一组叶片中, 而不是立刻发生在全部叶片中。此时脱离区是由叶片的凹部向背部方向转移的, 总是只漫及同样数目的叶片。脱离区的转移可以用下面的方式解释。在脱离区中, 叶片间的通道部分或全部堵塞, 因而使叶栅前气流发生漫流, 正如图 3 所示。在这种漫流的情况下, 位于脱离区右侧的叶片冲角将减小, 这改善了它们的绕流。而位于脱离区左侧的叶片冲角将增加, 这就使气流脱离。这样, 在上述情况下脱离区是由右向左转移的。

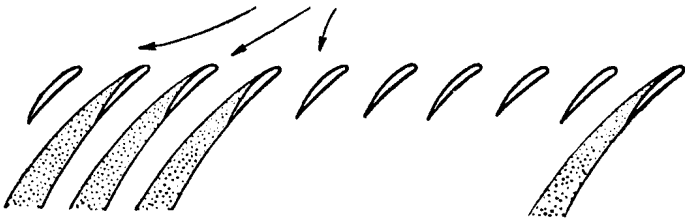


图 3 旋轉脱离的移动

在工作叶片上的脱离区的转动速度一般要比转子的圆周速度小 50~75%, 而方向相同(相对于定子)。在级中可能有一个或几个脱离区。在后一种情况下这些脱离区常常沿圆周均匀分布。有旋转脱离时的喘振区一般发生在叶片背部的末端, 然后扩展到整个叶片。有时它同时漫及整个叶片。

旋转脱离恶化了压气机特性曲线, 但不至于使它不能工作。特别是对于压气机特性曲线上的小流量和小转速区, 那里的前几级常常在旋转脱离区工作。

当流量进一步降低时,脱离区域将增加,但仍相对于压气机轴线转动。于是产生全面的脱离(全面喘振)。这时经过喘振区(脱离区)的空气流量实际上等于零;这可能是一往复流动,它扩展到整个叶片高度并遍及 $1/3$ 圆周。喘振区中气流速度的显著降低出现在整个压气机的长度中。喘振区一般是顺着转子转动的方向转移的,其速度稍低于旋转脱离的散布速度。

跟旋转脱离不同,全面喘振的特点是压气机能量头和效率急剧降低。

旋转脱离,特别是全面喘振,能使压气机叶片疲劳破坏,因而更有必要消除这些现象。

进一步详细研究喘振现象,将有助于扩大压气机稳定工作范围。

目前轴流式压气机在燃气轮机制造中应用最广(如果不考虑小功率的燃气涡轮发动机)。为了进行比较,在图1中列出了压缩比和轴流式压气机(见图20)相同的离心式压气机及螺旋式压气机的典型特性曲线。

跟轴流式压气机相比较,离心式压气机的效率较低,在部分负荷下具有较宽广的稳定工作范围,因为其特性曲线上的喘振边界位置较高。轴流式压气机适于用在大流量。当流量小时,采用离心式压气机较合理,它在某些情况下(例如流量小于 $1\sim 2$ 公斤/秒)比轴流式压气机效率高。

螺旋式压气机的特点是没有不稳定的工况区,它能在很广的流量变化范围内保持压缩比不变。但螺旋式压气机仅能用于小流量。这是目前螺旋式压气机在燃气轮机装置中实际上没有获得应用的原因之一。

压气机的特性曲线(图1, 20)只有在各参数与作为绘制根据的进气参数相同时才有效。为了使特性曲线有通用性,也就是在压气机进口处任何压力和温度下都能使用,那么应当根据有因次或无因次的相似参数来绘制特性曲线。这些相似参数可以是流量

参数 $G\sqrt{T_1}/p_1$ (代替 G), 转速参数 $n/\sqrt{T_1}$ (代替 n), 效率 η 和压缩比 φ_K , 或从这些参数中派生出的任何参数(第四章).

本书第一章的 14~18 頁中介紹了繪制压气机特性曲綫的方法.

2. 压气机叶栅和軸流压气机級在变动工况下的工作

压气机叶片中气流的减速流动是压气机級对工况变化有很大敏感性的原因.

为了解釋在变动工况下級和压气机中所发生的一些过程, 我們首先来研究平面叶栅在其繞流条件改变时的工作情况实验資料.

压气机叶型的繞流特性在很大程度上取决于冲角的大小. 图 4 为按 A. 豪威尔 (A. R. Howell)

資料^[53]所繪制的压气机平面叶栅在小流速时的特性曲綫. 从这一特性曲綫中可以看出, 随着冲角 i 的增加气流折轉角 ϵ 和升力系数 C_y 也会相应增加, 直到所謂冲角临界值 i_{kp} .

当超过临界冲角时, 就可以看到气流的脱离現象, 其結果使叶型阻力系数 C_{xn} 急剧增加, 而升力系数則下降. 在气流脱离的初期, 叶型阻力系数大約超过自己的最小值一倍. 在絕對值很大的負冲角情况下, 叶型阻力也会急剧的增加. 最小的叶型阻力系数在冲角近似为零或为不大的負冲角时出現.

上述根据冲角大小而变化的叶型阻力特性可以用沿叶型的压力分布特性来解釋(图 5). 在絕對值很大的負冲角下, 在叶型凹面上能观察到不良的压力分布, 并在进气边附近出現扩压区. 这

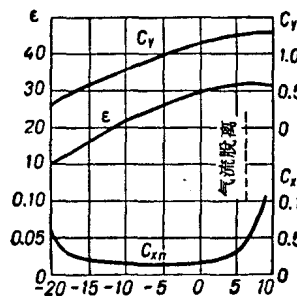


图 4 空气动力学系数 C_{xn} , C_y , 气流折轉角 ϵ 与冲角大小的关系

时叶型进气边附近凸面上的绕流是良好的。

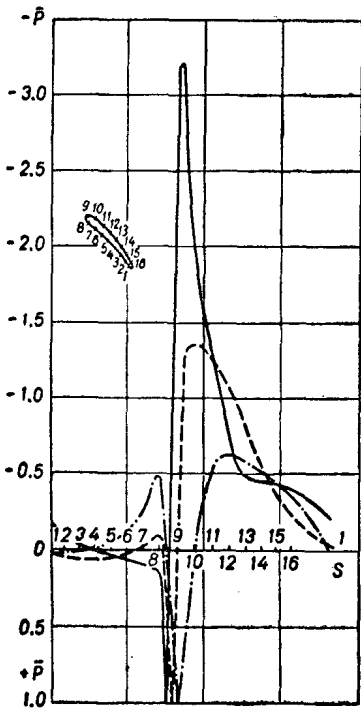


图5 在各种冲角下 R-1 叶型的压力分布
—— $i = +10^{\circ}02'$; ---- $i = -0^{\circ}46'$;
- · - · - $i = -15^{\circ}40'$

当过渡到很大的正冲角时, 叶型凸面上的绕流会急剧恶化, 这是由于进气边上产生扩压区, 但这时叶型凹面上绕流却是良好的. 只有在冲角接近零度时, 在叶型凹面和凸面上才同时具有良好的绕流。

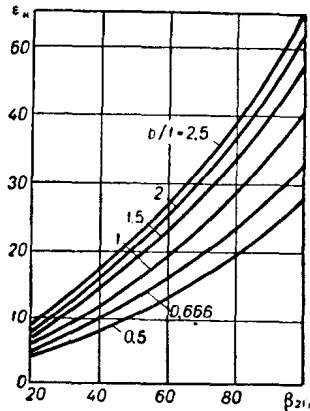


图6 名义气流折转角和气流出口角及叶栅稠度的关系曲线

在脱离之前, 气流折转角达到最大值 (图4)。在设计压气机时, 为了防止脱离, 气流折转角一般选择得比能达到的最大值小一些。根据 A. 豪威尔推荐取其所能达到的极限值的 0.8, 并称之为名义折转角 ϵ_n 。所有跟名义折转角相应的这些参数同样也称为名义参数 (它们都加上脚标 n)。

在不同叶型弯曲角 θ 、相对栅距 $\bar{t} = \frac{t}{b}$ 和出口角 α_1 的情况下对压气机叶栅进行了试验, 得出: 气流名义折转角 ϵ_n 实际上只取决于 $\bar{t}$ 和 α_1 的大小。图6为根据 A. 豪威尔^[53] 在 C-4 型叶型上

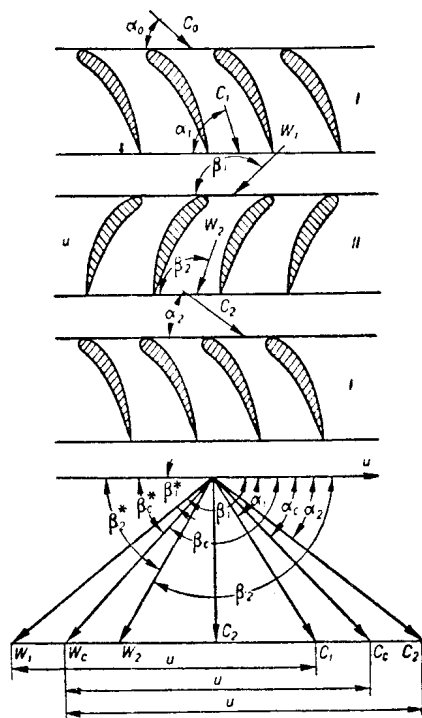


图7 反应度 $\rho_r=0.5$ 的轴流式压气机的叶栅和速度三角形

I—导向叶片； II—工作轮

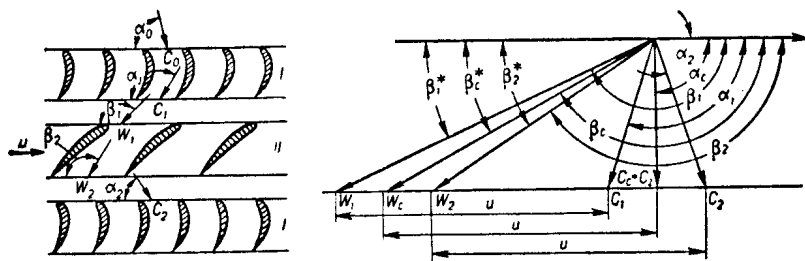


图8 反应度 $\rho_r=1$ 的轴流式压气机的叶栅和速度三角形

I—导向叶片； II—工作轮

所得出的数据而繪制的这种关系曲线。横坐标表示气流出口角, 导向叶片的用 α_1 表示, 工作叶片的用 β_2^* 表示(参阅图 7 及 8 上的速度三角形)。气流速度方向和与圆周速度相反的方向之间的夹角注以星号。

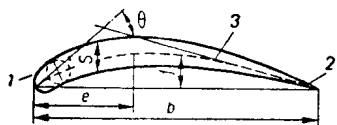


图 9 叶片型线

1—进气边；2—出气边；3—叶型中綫； b —叶弦； s —叶型厚度； f —叶型凹度； e —叶型最大凹度点的位置； θ —叶型弯曲角

为了得出气流出口角 α_1 和叶片结构参数间的关系，必須知道气流的滞后角：

$$\delta = \alpha_{1.1} - \alpha_1$$

式中 $\alpha_{1.1}$ ——出口处叶型中綫的切綫(图 9)和叶栅軸綫的夹角。

在名义工况时, 豪威尔提出如下經驗公式:

$$\delta_n = m\theta \sqrt{\frac{t}{b}}, \quad (1)$$

式中
$$m = 0.23 \left(\frac{2e}{b} \right)^2 - 0.002\alpha_{1n} + 0.18,$$

e ——叶型中弧綫最大凹度点的相对位置；

θ ——叶型弯曲角。

在叶栅繞流状态变化时滞后角也会发生变化。但是在一定的冲角值范围内，滞后角以及气流出口角的变化是不大的(图 10)。

因此, 在这个范围内, 气流折轉角的变化接近于冲角的变化, 而不同叶栅的这一关系曲线的誤差特性也大致是相同的。这种情况使我們能在整理一系列叶栅的試驗資料的基础上, 把这些試驗結果

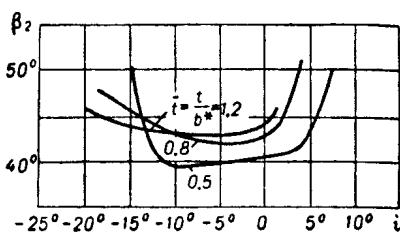


图 10 β_2 和冲角 i 的关系

綜合为一統一的通用关系式, 繪如图 11。图中的曲线表示相对冲角 $(i - i_n)$, ε_n 变化时, 与相对气流折轉角 ε , ε_n 和叶型阻力系数 C_{xn}