

航空叶片机原理讲义

崔济亚主编

北京航空学院

1964.6

第一篇 气 輪 机

第一章 基本理論

引 言

气輪机（亦称渦輪）是把来自燃燒室高温高压气体的能量轉变成机械功的叶片机械。航空燃气輪发动机中压气机所消耗的功，就是由气輪机供給的。

气輪机按构造形式，主要按照气流运动的方向可分为軸向式及徑向式两种。航空发动机最广泛採用軸向式气輪机（单級的和多級的），它的特点是适于流量大及功率大的情况，这时它比徑向式气輪机效率高重量輕而且强度可靠。因此我們重点介紹軸向式气輪机的設計和理論；並且在不特別指明之时，就都指軸向式气輪机。

气輪机流程上的主要工作部分，是依次排列的靜止和轉动叶片。每排靜止叶片組成一个噴嘴环（或噴管环），而轉动叶片則叫做工作叶片（或輪叶），如图 1—1 单級气輪机构造图所示。

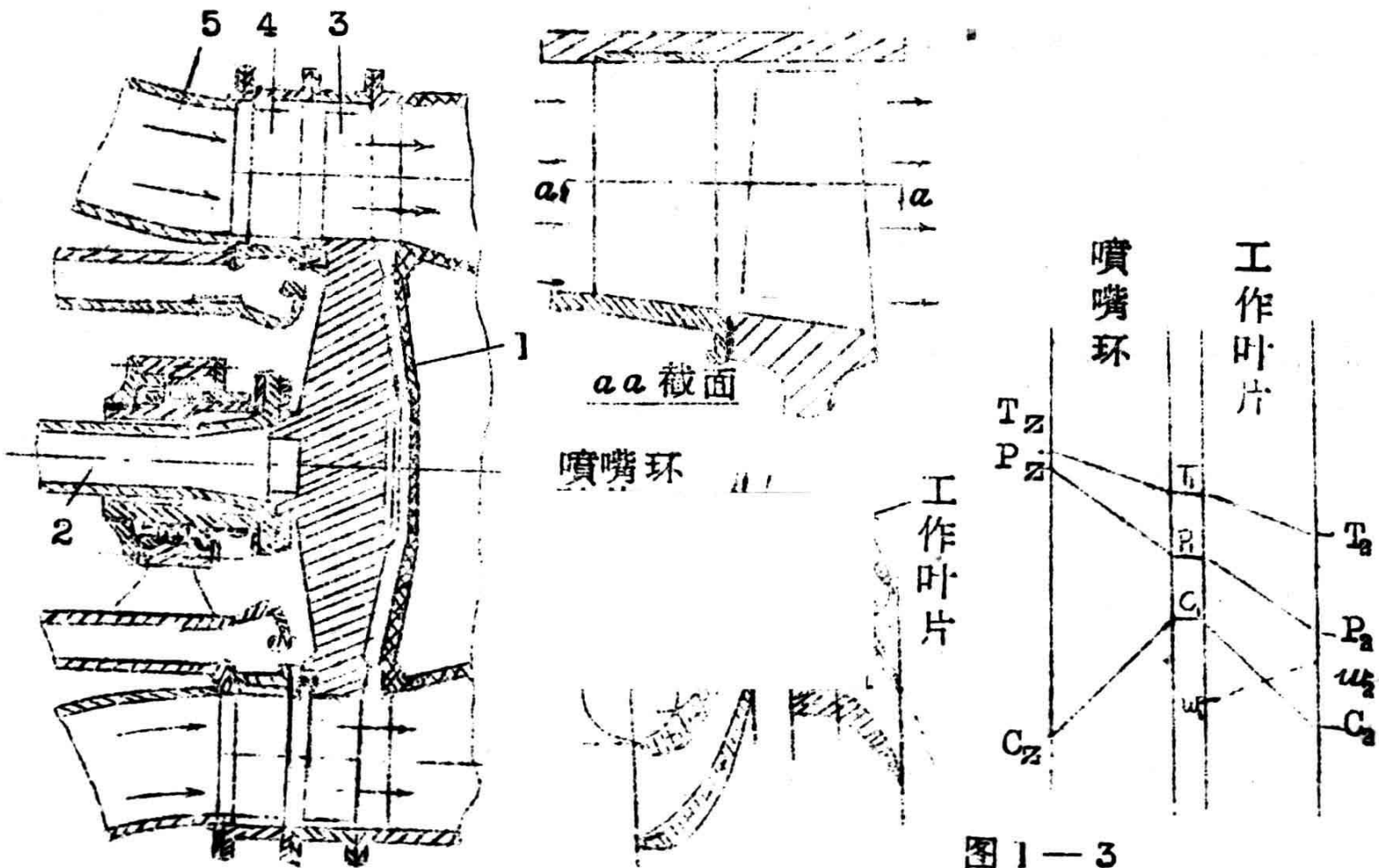


图 1—2 单級气輪机示意图

1. 輪盘 2. 气輪机軸 3. 工作叶片 4. 噴嘴环 5. 燃气收集器

图 1—3

气輪机基元級及其平面叶栅工作原理

只有一排噴嘴环及一排工作叶片的气輪机，称为单級气輪机；有两排以上順次安排的工作叶片的气輪机，称为多級气輪机。

单級气輪机縱剖面示意图如图 1—2 所示。

一般按某半徑上的截面即基元級来分析气輪机的工作，图 1—3 是基元級的平面展开图，也就是气輪机的平面叶栅图。

气輪机基元級的工作原理簡述如下：經過增压和加热的燃气，在噴嘴环叶片所形成的收斂通道中进行膨脹，按气体动力学噴管工作原理，压力及温度由 P_2 、 T_2 下降为 P_1 、 T_1 ，使气体的一部分热焓轉变为动能——即使燃气速度由 C_2 加快为 C_1 。

从噴嘴环流出的高速燃气，流到工作叶片上，将动能轉变成为机械功，使气輪机轉动。一般除了这部分功之外，由於气輪机工作叶片通道也是收斂的，故燃气也在其中繼續膨脹，压力及温度由 P_1 、 T_1 进一步降为 P_2 、 T_2 ，使相对速度由 W_1 提高到 W_2 ，燃气加速时在叶片上所产生的反作用力，在叶片上也做出了机械功。

这种燃气在噴嘴环及工作叶片通道中都进行膨脹的气輪机，一般叫做反力式气輪机。

气輪机叶栅的特点，就在於通道是收斂的，因而气体在其中作降压加速流动。从气动力学上知道降压加速流动时气流附面层不致很快增厚因而也不比較不易从叶片表面分离。所以在气輪机叶栅中气流轉角可以較大，可大到 95° 而效率並無显著降低，因此每級作功能力大而級数很少。渦輪噴气发动机的气輪机都是一級到两級，而渦輪螺旋桨发动机气輪机有多到四，五級的。

目前燃气輪发动机气輪机每級发出的功率可达一万匹馬力以上，燃气工作温度已达 1200°K 左右，平均半徑圓周速度达 360 米/秒，或更高一些。气輪机設計好坏，特别是它的高温强度及效率，对整台发动机工作可靠性和經濟性有重大影响。为設計出性能良好的气輪机，必須研究它的工作原理，設計方法及在非設計状态时的性能，並在实践中总结經驗逐步改进，才能滿足国防及生产上日漸增长對於渦輪发动机性能的要求。

第一节 做功原理及主要参数

气輪机中气流做功的过程的特点，是工作温度高，气流实际的 M 数一般較高，所以气流速度高，噴嘴环出口气流速度 C_1 通常在 600 米/秒左右，可以是超音的。加之膨脹叶栅气流轉角可以很大，因此气流扭速 ΔW_u 大，

每級做功也多。以上可以總結成為：溫度高，速度快，做功多，膨脹的特點也使效率高。

研究及設計氣輪機的方法，是先按平均半徑基元級速度三角形設計，根據做功要求計算通道輪廓及效率，然後沿葉高作扭向計算，最後設計葉片，以下分別介紹氣流在氣輪機中做功的過程及主要參數。

一。輪葉功：

每公斤氣流在基元級中所做出的輪葉功，根據圖 1—3，可用截面 1 與 2 間的焓方程表示：

$$\begin{aligned} L_u &= \frac{i_1 - i_2}{A} + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} \\ &= \frac{i_1^* - i_2^*}{A} \end{aligned} \quad (1-1)$$

如再按相對運動寫出流過工作葉片通道時膨脹加速的過程

$$\frac{i_1 - i_2}{A} = \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g}$$

那麼輪葉功也可表示成

$$L_u = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \quad (1-1a)$$

其中第一項 $\frac{C_1^2 - C_2^2}{2g}$ 可理解為動能轉變成的，而第二項 $\frac{W_2^2 - W_1^2}{2g}$ 則是在工作葉片上氣體繼續膨脹而做出的功（這部分功稱為反力功）。

氣輪機葉功同樣是由氣流在工作葉片上轉向而動量變化時切向力

$$P_u = \frac{1}{g} \Delta W_u = \frac{1}{g} \Delta C_u \quad (1-2)$$

做出的，即

$$L_u = P_u \cdot u = \frac{u}{g} \Delta W_u = \frac{u}{g} \Delta C_u \quad (1-1b)$$

切向力 P_u 表示在圖 1—4 上，與壓氣機葉柵同樣，它是葉背葉凹實際壓力分布在葉片上作用力沿圓周方向的分力。

氣流在氣輪機基元級中膨脹做功的情況，在焓圖上畫出如圖 1—5。焓圖上綫段分別表示噴嘴環及工作葉片中的焓降及輪葉功。由於氣流流過

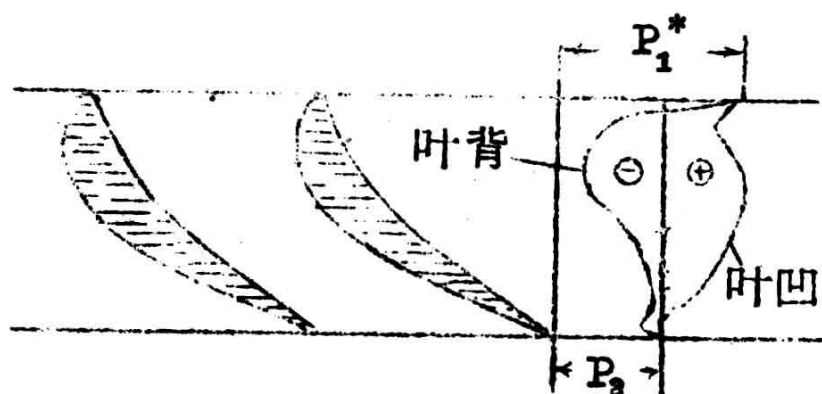


图 1—4 工作叶片上的切向力

喷嘴环时有损失 Δh_c 存在，流过工作叶片时损失 ΔW_u ，又加气流以速度 C_2 离开气轮机时必然带走余速动能损失 Δh_B ，所以轮叶功 L_u 比从进口总压等膨胀到出口静压的等功 L_{aD} 要小。

轮叶功与圆周速度之间的关系，由载荷系数所表示：

$$\bar{H}_T = \frac{L_u}{\frac{u^2}{g}} = \frac{\Delta W_u}{u} = \frac{\Delta C_u}{u} = \frac{C_1 u + C_2 u}{u}$$

它反映气流流过工作叶片时转角的大小。一般 $\bar{H}_T = 1.4 \sim 1.7$ 之间。

根据所选载荷系数，可估计给定圆周速度之下可以做多少轮叶功，或者也可由给定做功要求求出所需圆周速度及气流转速

$$u = \sqrt{\frac{gL_u}{\bar{H}_T}} \quad (1-4)$$

$$\Delta C_u = C_1 u + C_2 u = u \cdot \bar{H}_T \quad (1-5)$$

二. 反力度：

决定气轮机基元级速度三角形的另一主要参数是反力度。反力度是工作叶片上气流膨胀降压做功部分在全部轮叶功中所占的比例：

$$\Omega_T = \frac{\frac{W_2^2 - W_1^2}{2g}}{\frac{u \Delta C_u}{g}} = \frac{\frac{C_1^2 - C_2^2}{2g}}{\frac{u \Delta C_u}{g}}$$

如假设 $C_{1a} = C_{2a}$ ，则

$$\Omega_T = 1 - \frac{C_1 u - C_2 u}{2u} \quad (1-6)$$

一般平均半径反力度选在 $\Omega_{T \text{ op}} = 0.25 - 0.35$ 之间。由以上 (1-4) 至

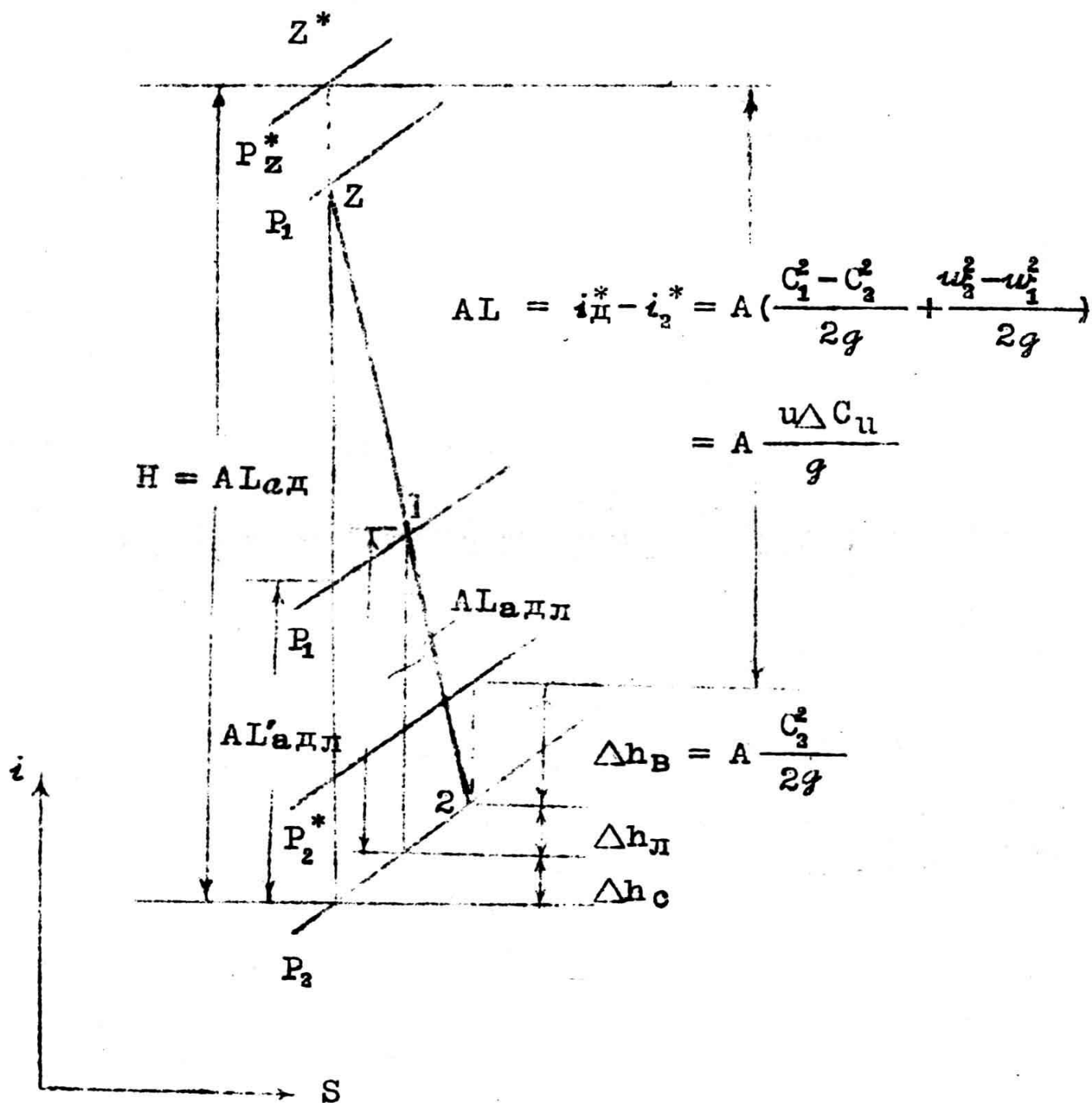


图 1—5 焓熵图上的气轮机工作过程

(1—6) 三式看出，只要载荷系数及反力度选定，就确定出了速度三角形上决定做功的几个速度 u , C_{1u} , C_{2u} 。

至於确定速度三角形全部形状大小，还需要选一些其他参数，例如图 1—6 所示是选定喷咀环出气角 α_1 及轴向速度比 $\frac{C_{1a}}{C_{2a}}$ 。

气轮机中气流膨胀焓降较大，气流密度减小较多，这使一般 C_{2a} 比 C_{1a} 大，其差值比在压气机中每级轴向速度变化大的多，因此虽然按假设 $C_{1a} = C_{2a}$ 的 (1—6) 式算反力度对确定速度三角形很便利，但从防止叶根反力

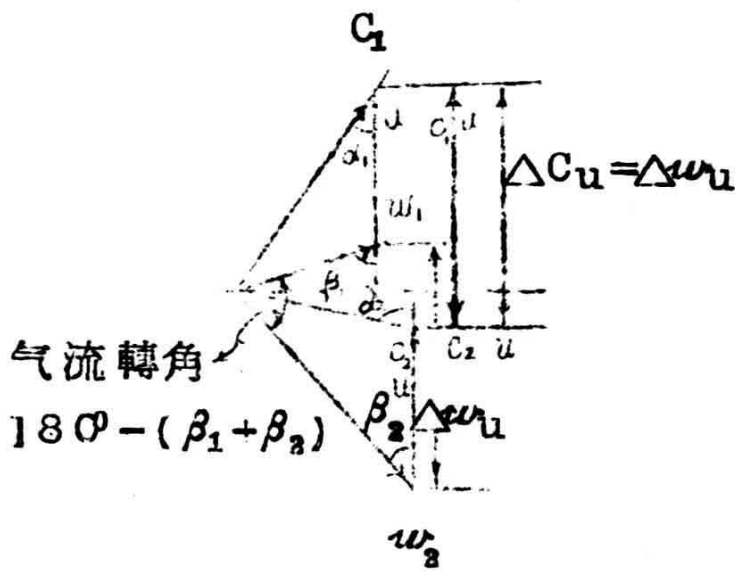


图 1—6 气轮机基元级速度 Δ

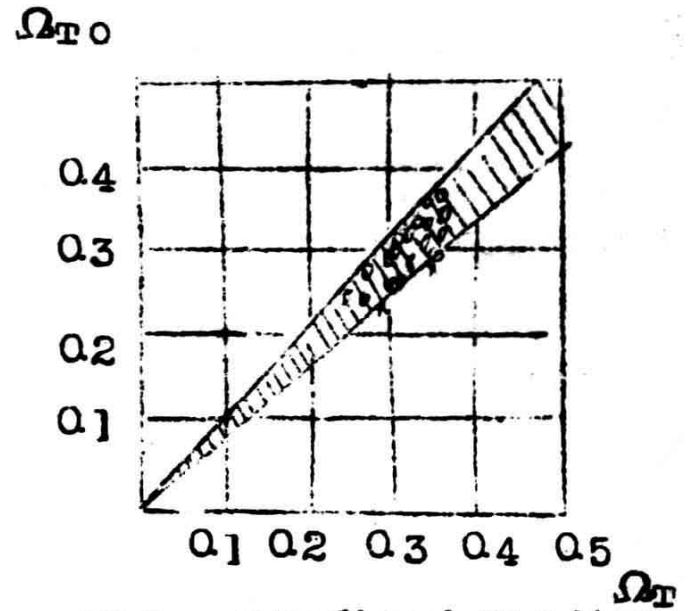


图 1—7 两种反力度的关系

度进入负值范围（即工作叶片叶栅进入扩压状态 $w_1 > w_2$ 因而 $P_2 > P_1$ ）以保证效率来说，则不准确，这时也要用由蒸汽轮机设计留传下来的能量反力度。参看图 1—5 它是与反力功相当的工作叶片等焓焓降与气轮机总等焓焓降之比，即

$$\Omega_{T0} = \frac{L_{a\Delta\pi}}{L_{a\pi}} \approx \frac{L_{a'\Delta\pi}}{L_{a\pi}} \quad (1-7)$$

显然 $\Omega_{T0} \geq 0$ 就代表工作叶片没进入对效率不利的扩压状态。

在很多情况下两种反力度数值有一定差别，但相差不大，图 1—7 是计算的统计结果。因此为了方便，求定平均半径速度三角形时就用与 Ω_{T0} 数值相近的反力度 Ω_T ，而在检验叶根流动没出现扩压状态以保证效率时，必须按照能量反力度 Ω_{T0} 计算。

第二节 气轮机平面叶栅中的实际流动

气轮机既是依靠高温高压气流在基元级叶栅中连续流动和膨胀来做功的，在研究基元级损失及效率之前，先了解气轮机叶栅中的流动，显然必要。

气轮机是从蒸汽轮机发展来的。在蒸汽轮机设计中，一般按通道一元流动的原理计算，所以气轮机也沿用了这个方法。但是一元流动对叶栅流动损失的实质不能很好地解释，而且也不能建立合理的绘制叶型的方法，因此逐步发展出来按二元叶栅流动分析气轮机中的流动损失，并可帮助设计良好的叶型曲线。

气轮机叶栅中理想不可压流体的二元流动。如图 1—8 表示。气流转弯时由于在气体微团上作用着使它们投向叶凹部分的离心力，使压力在叶凹部

面要比叶背高，而速度在叶凹表面比叶背低。图上流线间的间隔在叶凹较宽，也是这个道理。

气轮机叶栅中各种不同出口 M 数时实际压力分布情况，由实验测定如图 1—9 所示。可以看出，总的来说叶凹压力比叶背高。在叶背，需注意 6 至 5 处局部比栅后压力还低的突出低压，及其随后的正压力梯度，在这里可能产生气流分离；其他叶型在型面曲率半径急剧加大处，同样也要产生分离。在叶凹，由 18 至 19 点之间压力局部急剧加大，也会引起气流分离；叶凹这种局部正压力梯度，根据叶型及流动具体情况，在某些实验结果并不出现。

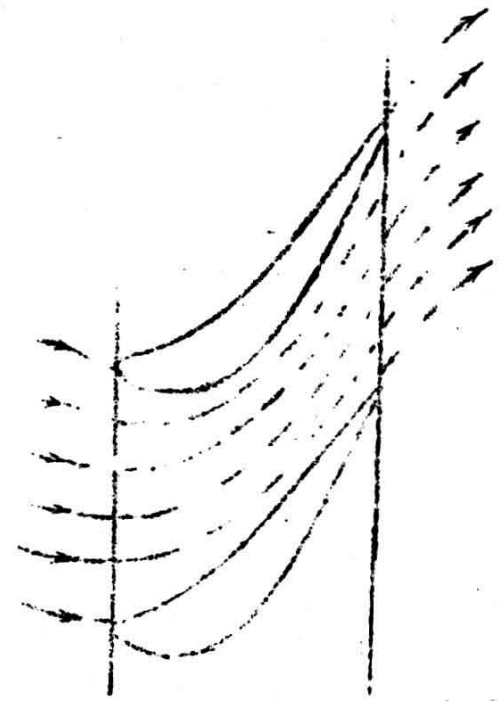


图 1—8 理想不可压流体流过气轮机叶栅时的流线

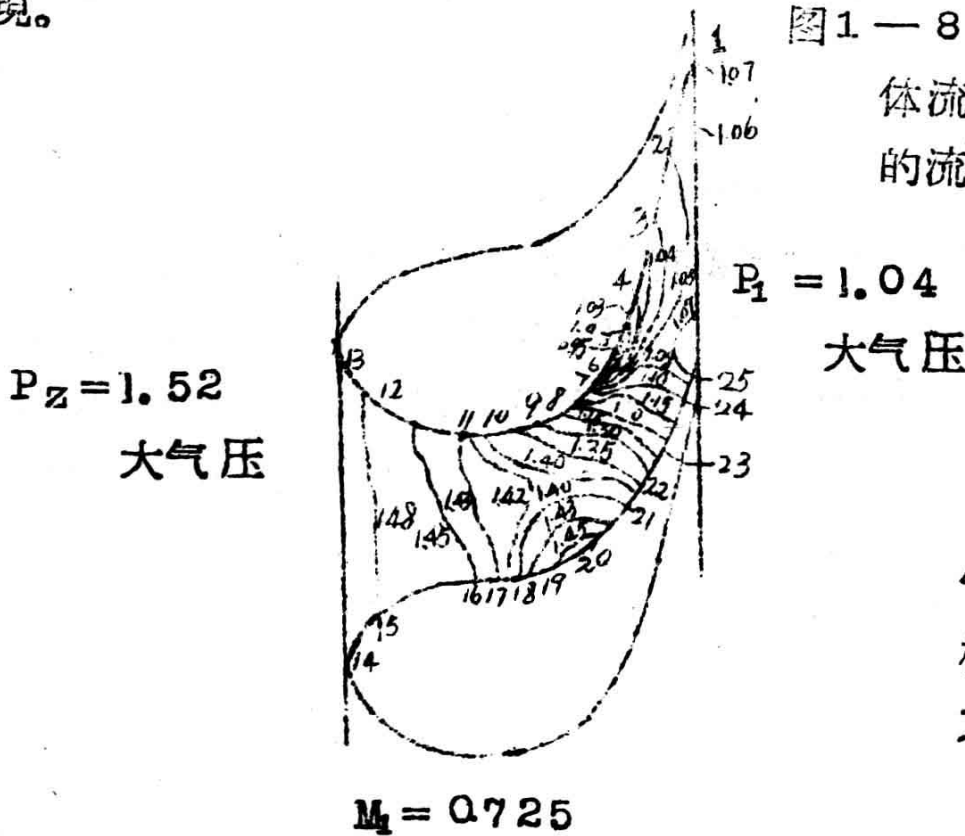


图 1—9 左
气轮机喷嘴环叶栅叶型周围的压力分布

一. 气轮机叶栅损失的内容:

气轮机叶栅中的流阻损失，由平面叶栅实验测量。以下气轮机平面叶栅的各种损失实际上是同时存在的，但为研究方便分成下列几种类型：

(一) 附面层摩擦损失

根据实际测量，叶栅中两相邻叶片间气流核心即主流中，几乎没有损失，而摩擦损失只存在于叶型周围的附面层内。

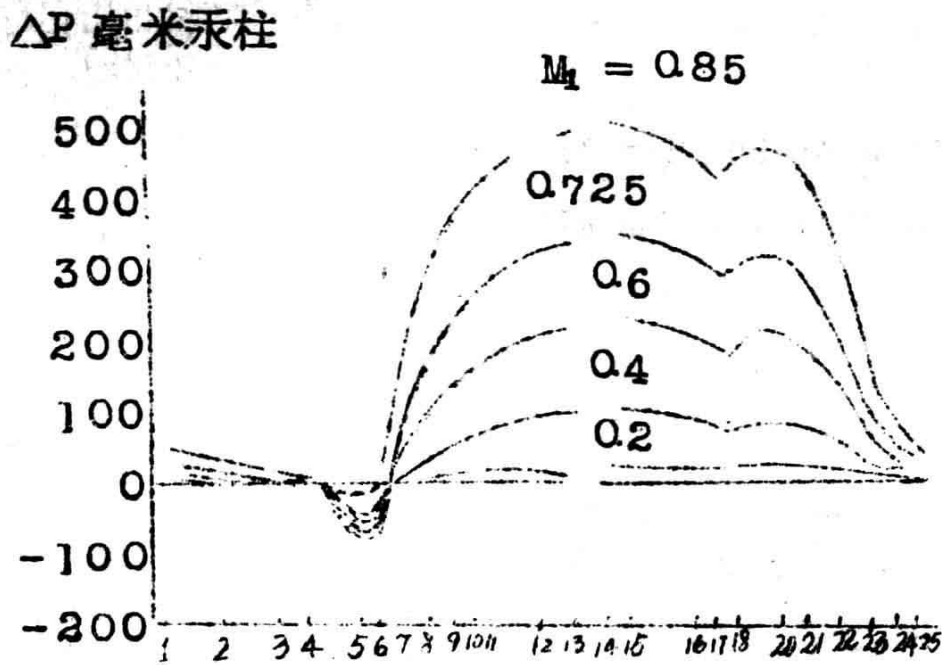
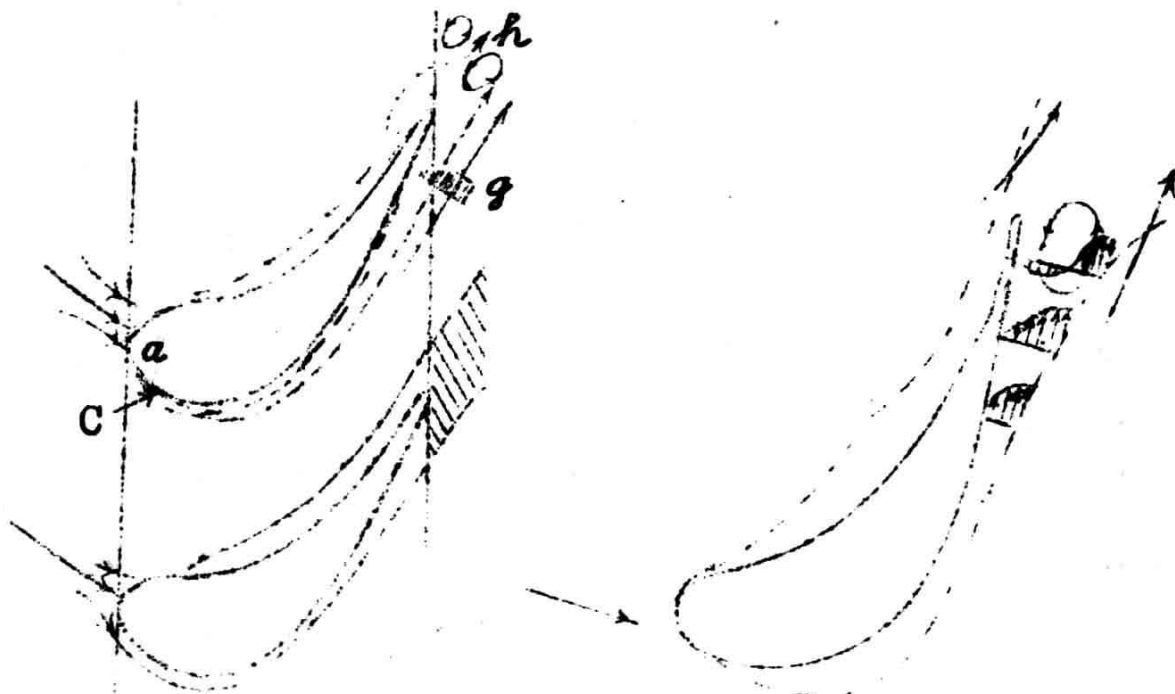


图 1—9右.气轮机轮咀环叶栅型周围的压力分布

附面层的结构，如图 1—10a 示意表示；进入叶栅的气流从驻点 a 分叉后，就形成附面层。附面层的发展看叶型弯度、叶面光度、叶型表面压力分布及进入气流的情况如初扰度等决定。叶凹面由于气体减速使附面层加厚。并且在减速处的正压力梯度，是分离或附面层由层流转变为紊流附面层，其速度分布如 g 所示，这时在紊流层内保留有层流内层。在叶背出口段上，附面层厚度显著增长，这一段照例有正压力梯度（如图 1—9 中第 6 第 5 点以后区域），很多实验证实，特别当出口段呈直线时，是气流最易分离条件。



a. 附面层结构

b. 附面层在叶背上分离

图 1—10 叶型上的附面层示意图

气流分离时产生强烈涡旋及局部低压。
如图 1—106 例示。

(二) 尾迹损失：附着在叶凹及叶背的附面层在尾缘后汇合进行掺合形成旋涡所引起的损失称为尾迹损失。由于强度要求，防止被高温燃气烧坏，以及工艺性上的要求，气轮机叶片尾缘总有一定厚度 S 。尾迹损失的大小与 S 有关。这个厚度造成气流在尾缘两侧分离，产生周期性的旋涡，如图 1—10a 上所示。紧接尾缘之后，形成旋涡的一段，叫做起始段。在起始段之后，带有旋涡的尾迹与主流混合，进行速度调匀，如图 1—11 所示，叫做主体段（图上还表示出尾迹中速度不匀情况），完全调匀段与尾缘的轴向距离约 $(13-17)t$ 。

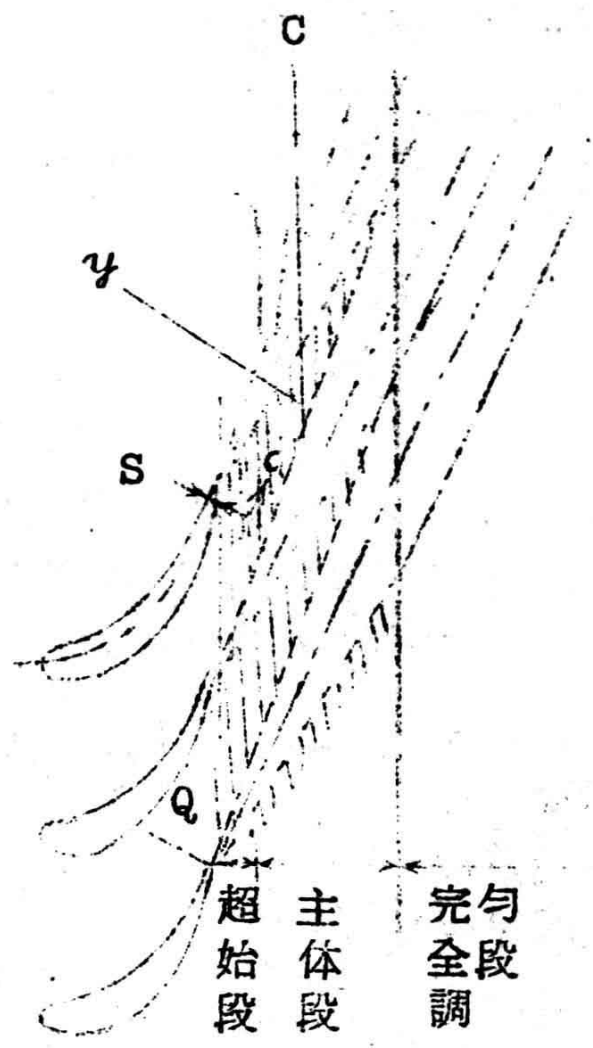


图 1—11 尾迹中气流调匀

旋涡生成，及在主体段中混合及调匀，都会造成损失。

(三) 波阻损失

气轮机叶栅中的冲波产生，有图 1—12 所示的几种不同情形。



a 叶背冲波

B 尾缘冲波

B 斜口膨胀冲波

图 1—12 气轮机叶栅中的波阻损失

在前两种情况中，出口平均 M_2 是近音速而低于音速时已经发生。叶背

冲波的产生，是由于在局部低压处已经超音，如图所示，超音区由弱冲波系结束。因为气轮机叶栅中流动是加速的，局部冲波并不引起气流分离，所以能量损失不大。（这与流过孤立翼型或压气机叶栅时局部冲波往往使气流分离因而损失很大就不一样。）

尾缘冲波的产生，是由于尾缘之后压力下降，因而由叶背及叶凹流出的（附面层以外的）气流加速，在尾迹边界附近产生超音区及冲波。

叶型上有某一点已经达到音速时的叶栅出口马氏数，叫做气轮机叶栅的临界马氏数 M_{kp} 由实验知道， M_{kp} 与叶型低状、叶栅叶距、安装角及进气方向等有关，它依据相对叶距 \bar{t} 变化的关系，如图 1—13 例示。叶距大时，叶栅通道较宽，背凹两面压力差也大，叶背上最低压强比尾缘后方压力还低，所以首先在叶背上超音，而是在较高 M_1 时才在尾缘后方超音；叶距小时则相反。因此按叶背及尾缘一般有两个 M_{kp} ，而一般都从其中较低的一个叫叶栅临界马氏数。（只在某一叶距时两处同时超音，由图看出这个叶距时临界马氏数值也最大。）

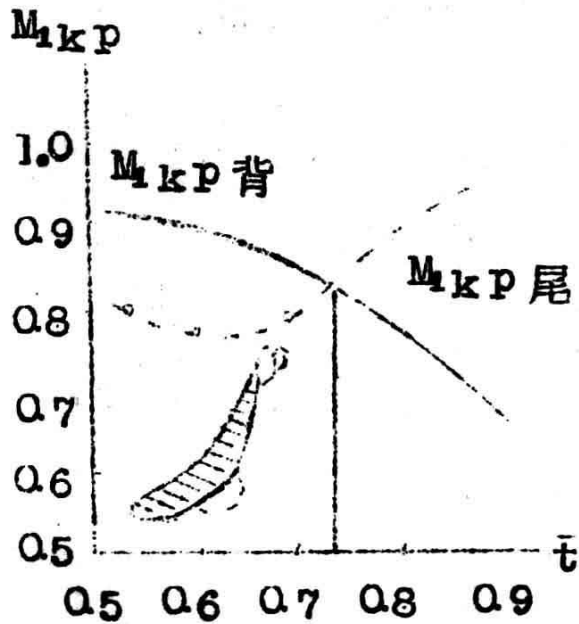


图 1—13 两种临界马氏数

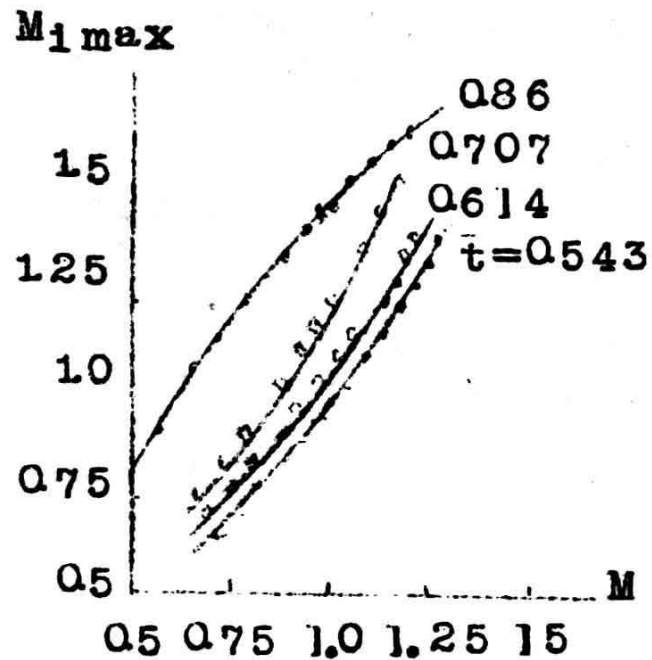


图 1—14 叶背上局部最大 M 数

在叶栅压力比加大而出口 M 数超过 1 的过程中，叶背上超音区扩张，并且超音界限（ $M = 1$ 线）近似与通道喉部截面重合，叶背超音区与叶栅及尾缘后方的超音区连接起来。这时就是如图 1—12B 的斜口膨胀状态。

斜口中超音膨胀，在叶栅进口压力比超过临界压力比、即栅后压力低于临界压力时产生。这时气流绕尾缘 A 点仿超音流流过钝角的情况向栅后低压膨胀，并且气流向接近轴线方向转向，产生一组膨胀波，并且这些膨胀波在

叶背上反射回来。由於气流在原生及反射膨胀波系 AB-AC 中过度膨胀，C 点压力比栅后还低，局部马氏数也比出口高的多，如图 1-14 示。这过度膨胀产生冲波 FC 及其在叶背上的反射冲波 CP。冲波之后还有从尾迹边界生成並在叶背上反射的膨胀波系。

在叶片尾缘另一端 D 处，也产生膨胀波 DK-DL，膨胀波后有弱冲波系及相連結的曲线冲波 FH。如 D 点压力低於尾缘后方压力时（这决定於叶背曲率及其上气流过度膨胀情况），冲波可在 D 点甚至 D 点以前发生。

可見气轮机叶栅中气流过渡到超音速时，产生膨胀波及三道尾冲波（对每一叶间通道而言）。这些冲波都造成叶栅的附加损失，叫做波阻。

二. 气轮机叶栅损失表示方法：

在研究影响气轮机叶栅损失的因素之前，先介绍损失的各种表示方法。

气轮机由蒸汽轮中沿用了一元通道方法，直接由实际气流速度接近理想等熵流动的程度来表示叶栅损失。

(一) 速度系数 φ (ψ):

常用的一种表示气轮机叶栅损失的方法，是实际速度与等理想速度之比。这在喷咀环叶栅中

$$C_1 = \varphi C_{1a\pi} \quad (1-8)$$

其中等熵速度 $C_{1a\pi} = \sqrt{2g \frac{K}{K-1} RT_z^* \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_z^*} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]}$ ，而在工作轮叶

栅是 $W_2 = \psi W_{2a\pi} \quad (1-9)$

$$\begin{aligned} \text{其中 } W_{2a\pi} &= \sqrt{W_1^2 + 2g \frac{K}{K-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \\ &= \sqrt{2g \frac{K}{K-1} RT_w^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1^*} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \end{aligned}$$

这些速度所合的动能，及其在气轮机工作过程中所占的地位，如图 1-15 示。

速度系数愈大说明叶栅损失愈小。实际速度系数值为：

$$\varphi = 0.96 \sim 0.98$$

$$\psi = 0.97 \sim 0.98$$

(二) 損失係數

另一种表示叶栅損失的方法，是由所損失的，即沒能轉变为出口速度的能量来表示。由以上焓熵图看出，在噴咀环叶栅这損失是

$$\Delta h_c = A \frac{C_{1ад}^2 - C_1^2}{2g} = (1 - \varphi^2) A \frac{C_{1ад}^2}{2g} \quad (1-10a)$$

而損失係數就是

$$\zeta = \frac{\Delta h_c}{A \frac{C_{1ад}^2}{2g}} = 1 - \varphi^2 \quad (1-10)$$

同样在工作叶片叶栅

$$\xi = \frac{\Delta h_{\pi}}{A \frac{W_{2ад}^2}{2g}} = 1 - \psi^2 \quad (1-11)$$

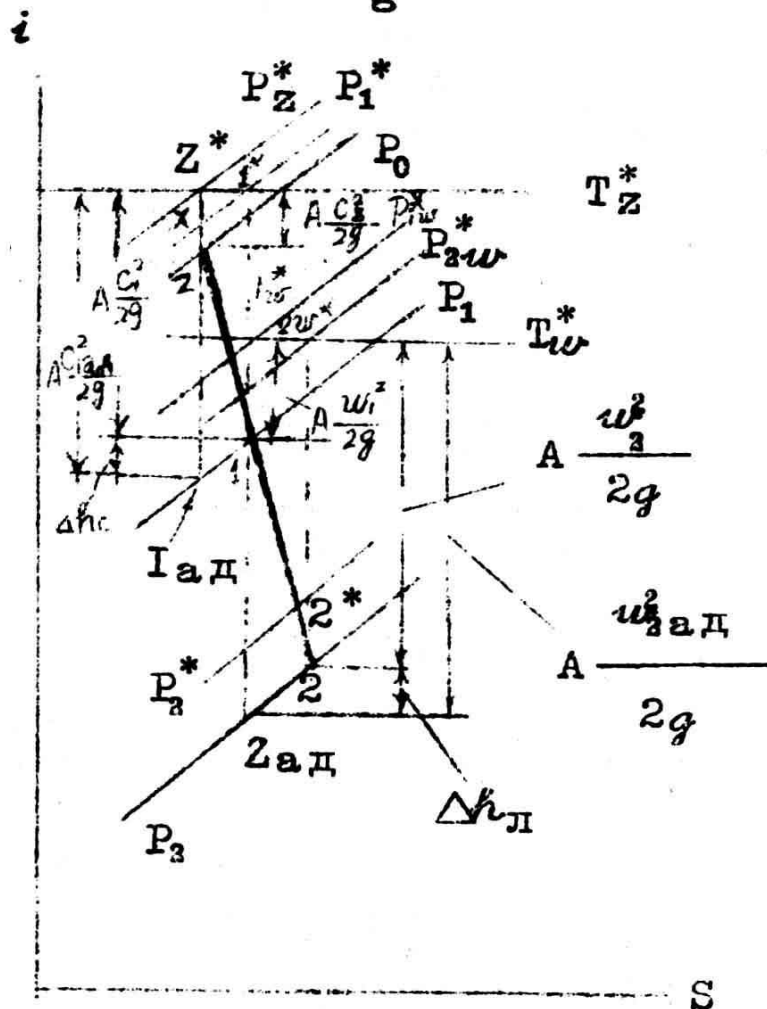


图 1-15 速度係數 φ 及 ψ

若干叶栅实验结果，都是用 $\varphi(\psi)$ 或 $\zeta(\varepsilon)$ 表示损失的。 $\varphi(\psi)$ 按实际速度与由测得总温及膨胀比算出的等熵速度相比，容易算出。

但设计中不仅注意动能的损失如 φ 及 ζ ；也关心气流总压的损失情况，因为要由总压总温等计算截面尺寸及计算效率。

(三) 总压保持系数

由图 1—15 焓图看出，流过叶栅时的总压保持系数，可由两总压分别与同一栅后静压之间的气动函数关系证出：

$$\sigma_0 = \frac{P_1^*}{P_0^*} = \frac{\frac{P_1}{\pi(\lambda_{c1})}}{\frac{P_1}{\pi(\lambda_{c1ad})}} = \frac{\pi\left(\frac{\lambda_{c1}}{\varphi}\right)}{\pi(\lambda_{c1})} \quad (1-12)$$

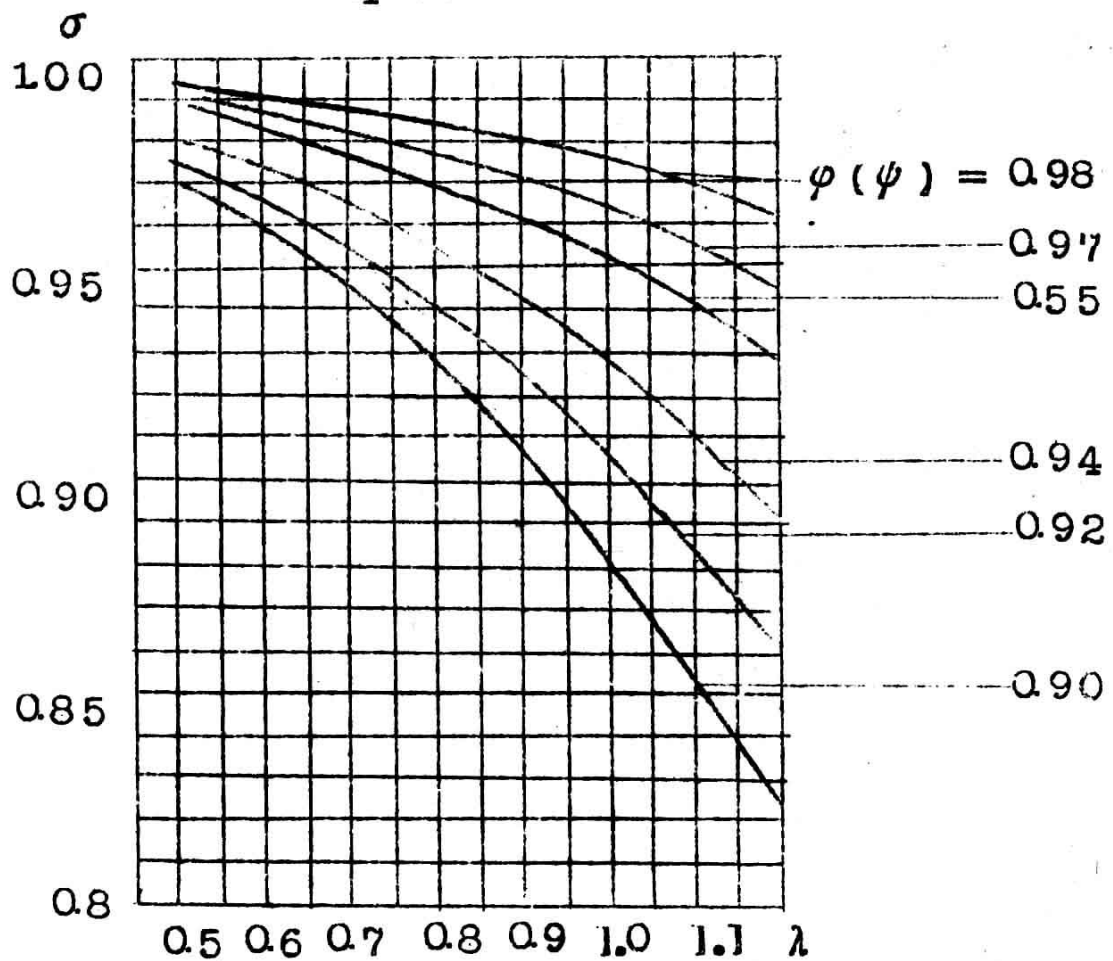


图 1—16 气轮机叶栅总压保持系数

同样对于工作叶片

$$\sigma_{\pi} = \frac{P_2^* \omega}{P_1^* \omega} = \frac{\pi\left(\frac{\lambda W_2}{\varphi}\right)}{\pi(\lambda W_2)} \quad (1-13)$$

两式关系如图 1—16 所示。

由图上曲线看出，同一速度系数 φ (ψ) 时，速度 λ_{c1} (λ_{w3}) 愈大则总压损失愈多，其保持系数 σ 愈小。

总压保持系数能比较直接的反映能量损失的大小，可由图 1—15 看出：当总温 T_z^* 一定时，系数 σ_0 愈小时，则图上与 Δh_0 近似相等的 Z_x^* 段焓差

$$\frac{k}{k-1} ART_0^* \left[1 - \sigma_0^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

也愈大，即喷咀环动能损失 Δh_0 也愈大。工作

叶片损失 $\Delta h_{\text{叶}}$ 同样如此。

三. 影响叶栅损失的主要因素

影响叶栅损失的因素很多，如叶型形状，叶栅叶距， R_0 及 M 係，以及气流转角等。这里重点叙述在设计中应用时更直接的一些因素的影响。并且，由于设计叶栅出口气流速度往往在音速左右，所以更多地注意跨音速范围损失的变化。

(一) 气流转角的影响：

虽然气轮机叶栅由于膨胀的特点，所允许的气流转角比压气机叶栅大得多，但转角过大时损失也加大。

喷管环叶栅速度系数随 α_2 角的变化，如图 1—17 示，出气角 α_2 愈小，即气流转角 ($90^\circ - \alpha_2$) 愈大，叶背压强就愈低，前面说过的局部正压力梯度也易于造成气流分离及损失，因而速度系数愈小。

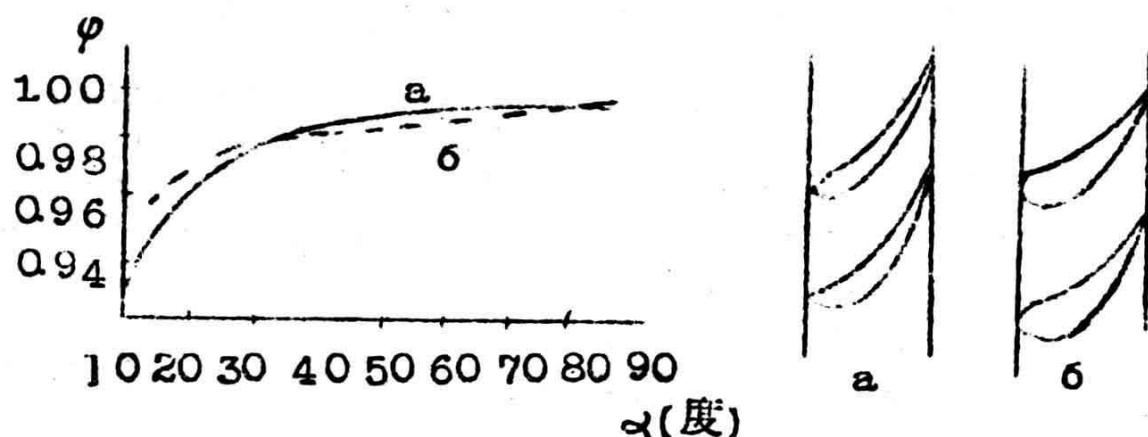


图 1—17 喷咀环叶栅速度系数随 α_2 的变化曲线

工作叶片叶栅速度系数 ψ 随进出气角之和的变化，如图 1—18 所示。 $(\beta_1 + \beta_2)$ 愈小，即气流转角 ($180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$) 愈大，道理与喷咀环叶栅相仿地，速度系数 ψ 就愈低。

(二) M 数的影响

气轮机叶栅出口 M 数对损失的影响，要看叶型形状（斜口叶背曲率，尾缘形状及厚度）及叶栅几何参数（如叶距）等而定。这里先只研究问题的一般情况。

可将 M 数对损失的影响分成两个范围研究：即亚临界与超临界。

如图 1-19 示，在亚临界范围（ $M < M_{kp}$ ），当 M 增大时，大多数叶栅损失系数还稍有减小，如图 1-19 示，这其中与实验时 Re 随着在增加因而粘性影响减小也有关系。

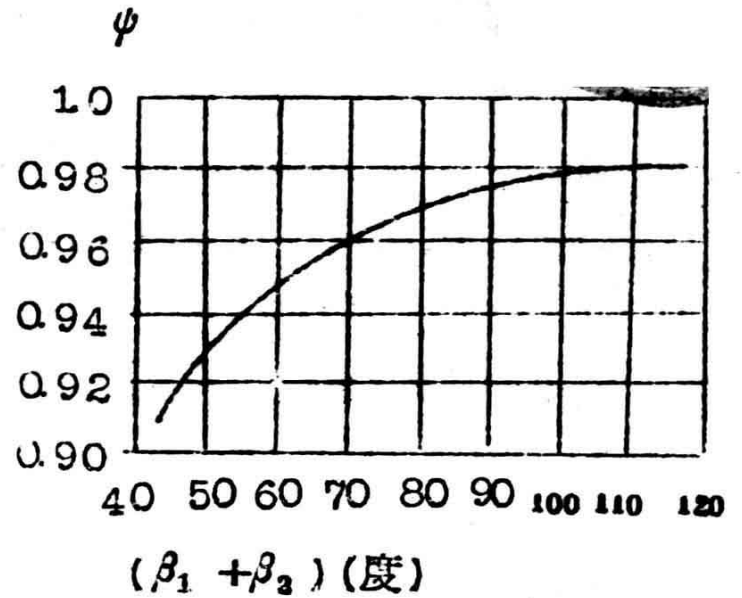


图 1-18 工作叶片叶栅速度系数随 $(\beta_1 + \beta_2)$ 的变化曲线

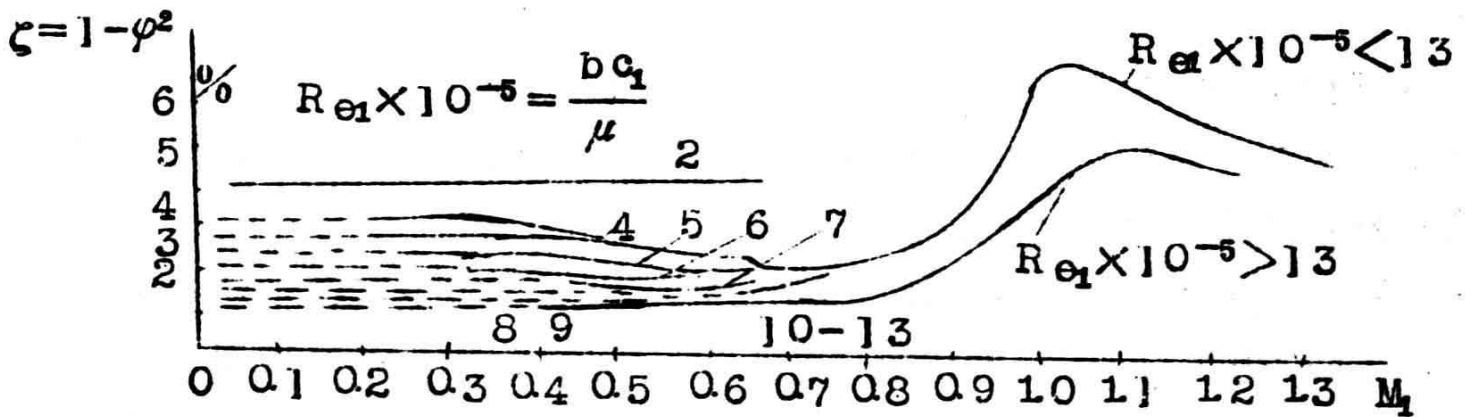


图 1-19 近音速时气轮机叶栅损失与 M_1 的关系

在超临界范围（ $M > M_{kp}$ ），损失的增加主要是由冲波系的组成及其变化。图 1-19 表明在较大 Re 数的情况下，损失随 M 数增大的程度比较缓和。这里实验数据是气流紊流度较小的情况，紊流度大时损失增大的程度也较缓和。

应该指出，叶栅能量损失不只决定于速度系数 ψ (ψ) 或损失系数 ζ (ζ)，而也决定于速度 C_1 (W_2) 的大小，即由 (1-10a) 式可知喷咀环损失。

$$\Delta h_c = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) A \frac{C_1^2}{2g} = \frac{\zeta}{1-\zeta} A \frac{C_1^2}{2g} \quad (1-14)$$

工作叶片叶栅损失

$$\Delta h_{\pi} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) A \frac{W_2^2}{2g} = \frac{\zeta}{1-\zeta} A \frac{W_2^2}{2g} \quad (1-15)$$

所以选择叶栅工作 M 数时，不能只顾 φ (ψ) 的值小，而要全面考虑损失系数及动能乘积。设计时可选到

$$\lambda_{c1} \leq 1.05-1.15$$

$$\lambda_{W_2} < 1.0-1.1$$

即合 M 数 1.18 以下。

第三节 气轮机效率

气轮机效率常用的有轮周效率及内效率两种，兹分述如下：

一. 轮周效率

轮周效率是轮叶功与等熵功之比

$$\eta_u^* = \frac{AL_u}{AL_{ad}^*} \quad (1-16)$$

$$= \frac{AL_{ad} - \Delta h_c - \Delta h_{\pi} - \Delta h_B}{AL_{ad} - \Delta h_B}$$

$$= 1 - \frac{\Delta h_c}{AL_{ad} - \Delta h_B} - \frac{\Delta h_{\pi}}{AL_{ad} - \Delta h_B} \quad (1-16a)$$

$$= 1 - \xi_c^* - \xi_{\pi}^* \quad (1-16b)$$

参看图 1—20 可以理解，轮周效率反映喷嘴环损失 Δh_c 、工作叶片损失 Δh_{π} 对于气轮机做功的影响。至于余速损失 Δh_B ，虽然也使气轮机做功减小，但是由于在尾喷管及整台发动机中仍可利用，所以在航空上研究效率时并不把它当作损失考虑，这是分母将它扣除而按总压膨胀到总压的等熵功 L_{ad}^* 计算的道理。除此以外，由总参数表示效率，与发动机总体设计计算配合较便利。

速度三角形不同时，各种损失大小也不同，效率也因此不同。轮周效率依据速度三角形参数的分析关系，可以导证如下：按 (1-16a) 式可写

$$\eta_u^* = 1 - \frac{\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \frac{C_1^2}{2g} + \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) \frac{W_2^2}{2g}}{\frac{C_1^2}{2g\varphi^2} - \frac{1}{1-\Omega_{\text{т}}} - \frac{C_2^2}{2g}}$$

而根据速度三角形

$$W_2 = \psi \sqrt{W_1^2 + 2g \cdot L_{ad\pi}}$$