

## 第三章 压气机的工作原理与特性

### 第一讲 轴流式压气机的基本工作原理

压气机是涡扇（涡喷）发动机的一个重要部件。压气机的功用是接受涡轮的输出功，以较小的流动损失对流过它的空气连续做功，提高其空气的压力。根据压气机的结构型式和气流流动特点，可以分为轴流式和离心式两种。现代航空燃气涡轮发动机上大都采用轴流式压气机，在燃气涡轮发动机上常常采用离心式和轴流式的组合压气机。本章主要分析轴流式压气机的工作原理与特性。

### 3.1 轴流式压气机的基本工作原理

#### 3.1.1 轴流式压气机的组成及其研究方法

轴流式压气机由一个转动件和一个静子件组成，如图 3-1 所示。转动件（又称为转子或工作叶轮）包括转子叶片（或称为动叶、工作叶片）、轮盘和轮轴，静子件（又称为整流环、导流环）包括静子叶片（或称为静叶，整流叶片、导流叶片）和机匣。一组沿圆周安装的转子叶片和一组位于其后沿圆周安装的静子叶片组成轴流式压气机的一级。例如，图 3-1 中的压气机为 9 级。有的压气机在第一级之前还装有由一排固定的或可调节的进口导流叶片组成的导流环。轴流式压气机的级增压比较小，目前使用的轴流式压气机的级增压比一般在 1.2~1.6 之间，而整台压气机的总增压比要高得多，所以轴流式压气机通常都是由多级组成的。

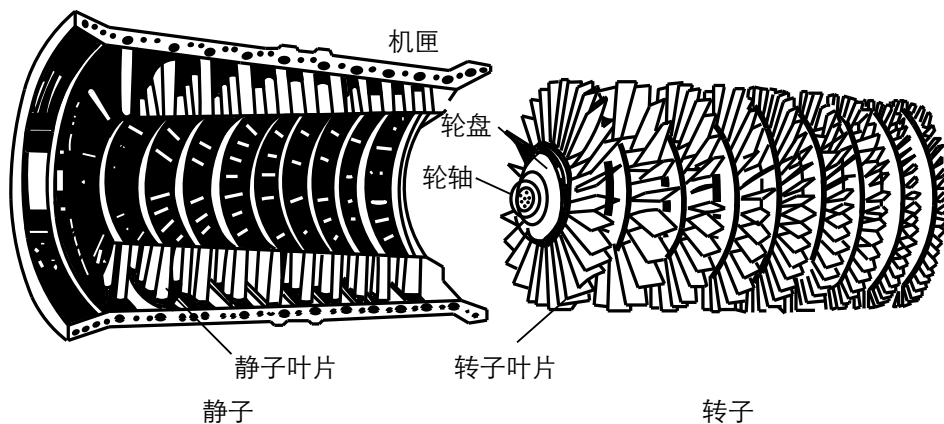


图 3-1 轴流式压气机的组成

现代涡轮风扇发动机、涡轮喷气发动机中都广泛地采用了双转子（甚至三转子）结构。以双转子为例，其压气机是由两个同心不同轴的压气机串联而成，如图 3-2 所示。位于前面的是低压压气机，与低压涡轮一起组成低压转子；位于后面的是高压压气机，与高压涡轮一起组成高压转子。在工作中，两个转子没有机械上的固定联接，各自以不同的转速旋转。

多级轴流式压气机的工作过程是十分复杂的，气流的流动是三维、非定常的，且每一级所处的工作条件也不尽相同，这给详细研究压气机的工作带来了困难。但在研究压气机的基本工作原理这一层面上，可以略去一些次要的因素，使分析问题简单。

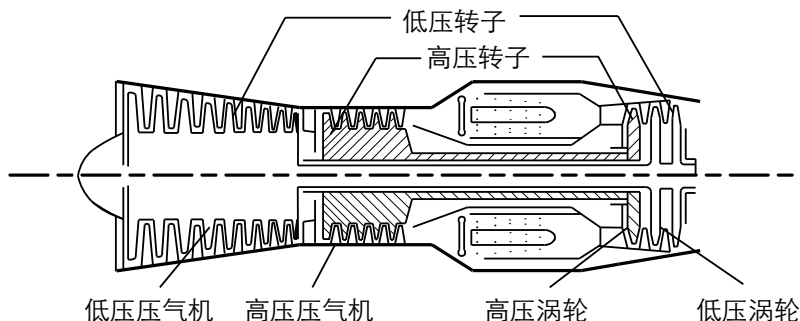


图 3-2 双转子压气机示意图

虽然轴流式压气机的级数很多，但每一级的最基本原理是一样的，气流的基本流动情形也是相同的，只是由于各级所处的环境与条件的差异而使得各级的具体工作情形有所不同。因此，可以说级是多级压气机的基本单元。这样，以一级为代表，详细研究其基本工作原理，再考虑在多级环境中的一些特点，就可以基本掌握多级压气机的工作原理与特性。图 3-3 为压气机一级的示意图。

级的主要几何尺寸有：

级的外径（即机匣内径） $D_t$ ；

级的内径（即轮毂外径） $D_h$ ；

级的平均直径  $D_m = \frac{1}{2}(D_t + D_h)$

或  $D_m = \sqrt{\frac{1}{2}(D_t^2 + D_h^2)}$ ；

轮毂比  $d = D_h / D_t$ ；

径向间隙  $\delta$ ；

轴向间隙  $\Delta$ 。

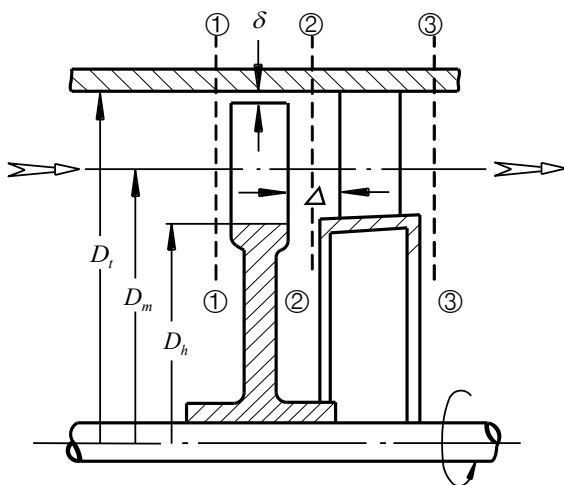


图 3-3 压气机级示意图

为了说明级中气流参数的变化，在动叶前、后和静叶后面各取一个与回转轴线相垂直的截面，称为特征截面。约定动叶前的截面为①-①截面，动叶后（即静叶前）的截面为②-②截面，静叶后面的截面为③-③截面。

下面再来分析气流在级中的流动情况。现代高负荷压气机（尤其是前几级）的通道几何尺寸（即级的 $D_t$ 、 $D_h$ 等）的变化比较大，气体的流线曲率也比较大，气流参数沿叶片高度方向的分布变化也很大。但若从沿叶片高度方向的每一条流线上来看，气流在级中流动的基本原理都是类似的，因此研究级的工作原理时，也可以进行适当的简化。为此引入“基元级”的概念，基元级是通过两把与压气机同轴、半径分别为 $r$ 和 $r + dr$ 的圆柱刀去截压气机的级得到的，如图 3-4 所示。引入基元级后，认为压气机的一级是由无数个不同半径处的两

个环形叶栅（即转子叶栅和静子叶栅）叠加而成的，这两个环形叶栅就称为基元级。可见，压气机的一级在半径方向上是由无数个基元级叠加起来的。基元级的厚度是无限薄的，而且不同半径处的基元级内的气体流动情形也基本上相同。所以，只要弄清楚基元级内的流动情形，那么级的基本原理也就基本上清楚了。很显然，对于通道几何尺寸变化大的压气机级（如前一、二级），气体的流动并不是在一个圆柱面上，而是在一个半径沿轴线变化的回转面上。而对于压气机的后面级而言，由于通道几何尺寸变化不大，可以近似认为气流的流动是在同一圆柱面上（此时的基元级可称为圆柱面基元级）。为分析方便起见，在以后的讨论中所说的基元级均是指圆柱面基元级，并统称为基元级。

为了便于分析问题，常常把基元级的环形叶栅展开成为平面叶栅，见图 3-5。这样就可以把转子叶片的圆周运动转化为平面直线运动。

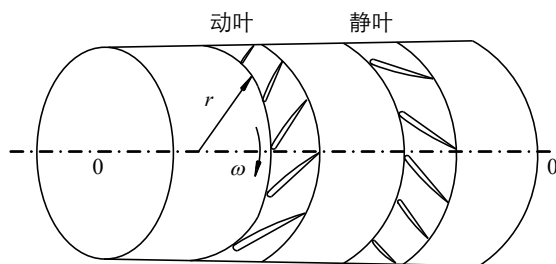


图 3-4 圆柱面上的基元级

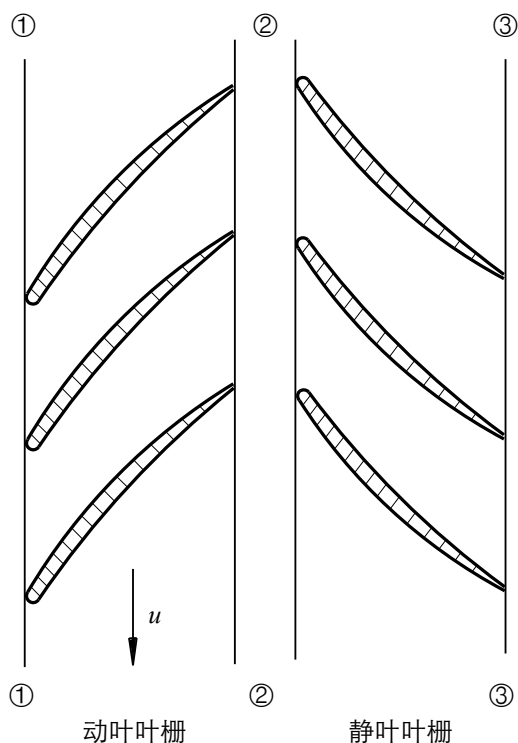


图 3-5 展开在平面上的基元级

于是，通过对轴流式压气机的分析，我们可以把多级轴流压气机的研究过程转化为对级的研究，再转化为对基元级（平面叶栅）的研究。因此可以说级是多级轴流式压气机的基本单元，气流在基元级中的流动过程又是在级中流动过程的典型代表。应该指出，引入基元级的假设只是从对最基本的工作原理的理解上去简化真实流动的，压气机的详细流场分析仍然需要通过实验或采用先进的计算方法进行计算来得到。

### 3.1.2 基元级的工作原理

#### 3.1.2.1 平面叶栅的有关几何参数

平面叶栅是由许多形状相同的叶型，按照一定的要求排列而成的。平面叶栅的几何参数包含叶型的几何参数和叶栅中决定叶型位置的几何参数。

### (1) 叶型的几何参数

一个典型的叶型如图 3-6 所示。它有下列一些基本几何参数：

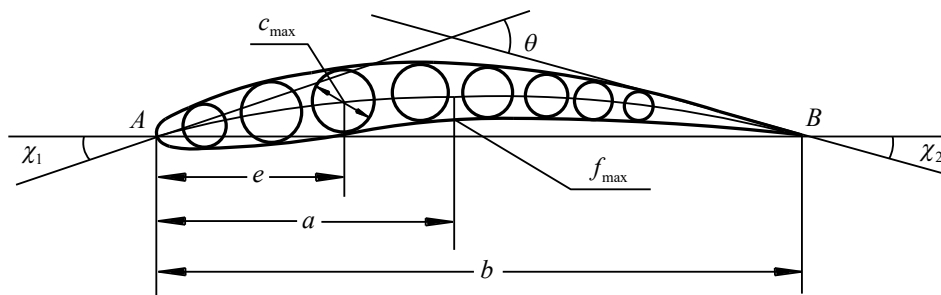


图 3-6 叶型的主要几何参数

中弧线：叶型内切圆中心的连线称为中弧线。

弦长（ $b$ ）：中弧线与叶型型线的前、后缘分别交于  $A$  和  $B$ ， $A$  和  $B$  两点的连线称为弦，弦的长度称为弦长，用  $b$  表示。

最大挠度（ $f_{\max}$ ）及其相对位置：中弧线到弦的最大距离称为中弧线的最大挠度，简称为最大挠度。最大挠度处与叶型前缘的距离为  $a$ 。

在压气机的分析中常用无因次相对值，即用  $\bar{f} = f_{\max} / b$  和  $\bar{a} = a / b$  来表示。

最大相对厚度（ $\bar{c}$ ）及其相对位置：叶型中最大内切圆的直径称为最大厚度，用  $c_{\max}$  表示。它与叶型前缘的距离为  $e$ 。最大厚度与弦长的比值称为最大相对厚度，即  $\bar{c} = c_{\max} / b$ ，其相对位置为  $\bar{e} = e / b$ 。

叶型前缘角（ $\chi_1$ ）和后缘角（ $\chi_2$ ）：中弧线在叶型前缘  $A$  点处和后缘  $B$  点处的切线与弦线的夹角。

叶型弯曲角（ $\theta$ ）：叶型中弧线的前缘切线和后缘切线之间的夹角，表示叶型的弯曲程度。 $\theta$  越大，则叶型弯曲得越厉害。由图 3-6 可知， $\theta = \chi_1 + \chi_2$ 。

叶型型面坐标：叶型的型面通常用坐标来表示。亚音基元级的叶型坐标通常是由选定的原始叶型（由风洞吹风试验获得的最佳对称叶型厚度沿弦长

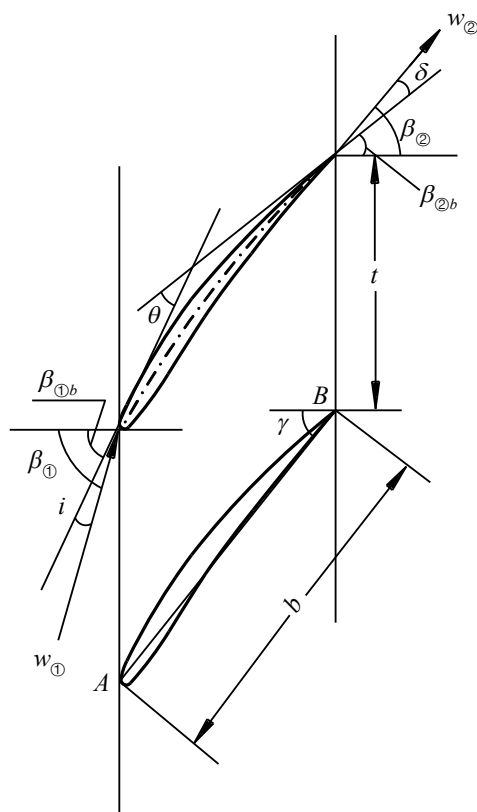


图 3-7 叶栅中决定叶型位置的几何参数

的分布)覆盖在确定的中弧线上获得的。叶型凸面又称为吸力面或叶背,叶型的凹面又称为压力面或叶盆。

## (2) 叶栅中决定叶型位置的几何参数

把叶型排列成叶栅时,必须有确定的位置,如图 3-7 所示。决定叶栅中叶型位置的几何参数有:

叶型安装角 ( $\gamma$ ): 它是叶型弦线与压气机轴线所构成的夹角。安装角表示叶型在叶栅中的安装方向。

叶距 ( $t$ ): 两相邻叶型对应点之间的距离,又称为间距或栅距。

有了叶型安装角  $\gamma$  和叶距  $t$  之后,叶栅中叶型的位置便就完全确定了。

叶栅稠度 ( $\tau$ ): 它等于弦长与叶距的比值,即  $\tau = b/t$ ,用来表示叶片的相对疏密程度,又叫叶栅实度。同一叶型,如叶距加大,表示叶型排列稀疏,稠度就小;反之,叶距减小,排列稠密,稠度就大。如叶距相同,叶型弦长不同,则稠度也不同。弦长大的,相对来说,比弦长小的要排得密一些,即稠度大一些。

叶片进口角 ( $\beta_{1b}$ ) 和叶片出口角 ( $\beta_{2b}$ ): 分别是中弧线的前缘切线和后缘切线与压气机轴线的夹角。这两个角度是确定气流在叶栅进口和出口处方向的参考基准。

### 3.1.2.2 气流在基元级中的流动情形

当转子以角速度  $\omega$  旋转时,动叶叶栅以圆周速度  $u$  运动。按照所取坐标系的不同,气流在基元级中的流动有绝对运动与相对运动之分。这里约定在绝对运动中气流速度用  $c$  表示,方向角用  $\alpha$  表示,而相对运动中的气流速度和方向角则用  $w$  和  $\beta$  表示。

如图 3-8 所示,气流以绝对速度  $c_1$ 、 $\alpha_1$  流向动叶叶栅,若是取与动叶一起旋转的相对坐标系,那么,由于动叶叶栅的牵连速度为  $u_1$ ,所以气流是以相对速度  $w_1$ 、 $\beta_1$  流向动叶叶栅。进入动叶叶栅后,气流沿叶片通道流动,以  $w_2$ 、 $\beta_2$  流出动叶叶栅。经速度合成可知,此时气流以绝对速度  $c_2$ 、 $\alpha_2$  流入静叶叶栅通道,最后又以  $c_3$ 、 $\alpha_3$  流出静叶叶栅,而后流向下一基元级。

一般来说,气流进入基元级的绝对速度都是亚音速的,即  $M_{c1} < 1$ ,但是相对于动叶而言,由于牵连速度  $u_1$  的存在,进入动叶叶栅的相对气流速度提高到  $w_1$ ,在实际工作

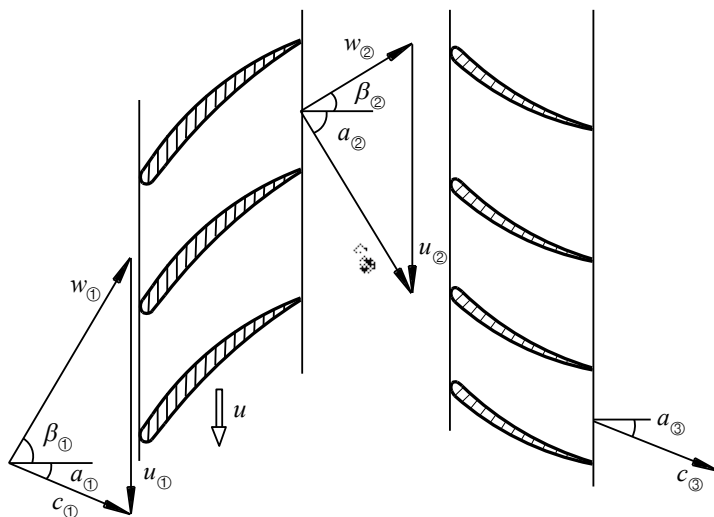


图 3-8 气流在基元级中的流动情形

中有可能出现  $M_{w①} > 1$  的情况，而且在设计中为了加大级的加功量，需要选取  $M_{w①} > 1$ 。所以，对于相对运动来说，进口气流速度有亚音速和超音速两种情况。由气体动力学的知识可知，这两种运动的差异是很大的，必须予以注意。

在压气机工作时，由于工作状态变化较大，气流在流过动叶叶栅和静叶叶栅时，其速度方向可能与叶栅几何参数中的角度一致，也可能不一致。为了说明气流方向偏离叶栅几何参数中角度的程度，下面介绍几个与动叶叶栅有关的气流角度（见图 3-7）。

① 气流进气角（ $\beta_{①}$ ）：叶栅进口截面处气流来流方向（相对速度方向）与压气机轴线的夹角。

② 气流冲角（ $i$ ）：又称为攻角或迎角。表示气流流入动叶叶栅时相对于叶栅进口角的方向。

冲角的计算式为

$$i = \beta_{①} - \beta_{①b} \quad (3-1)$$

冲角可以等于 0，也可以是正值或负值。冲角变化对气流在叶栅通道内的流动有很大的影响，如图 3-9 所示。正冲角时，气流在叶背加速较快，当冲角增大到一定程度后，叶背上就会发生气流分离现象。相反，负冲角增大到一定程度时，气流会在叶盆上发生分离现象。分离的气流会占据部分叶栅通道面积，甚至可能使气流的实际流通通道呈收敛形状，使气流在叶栅通道中加速。

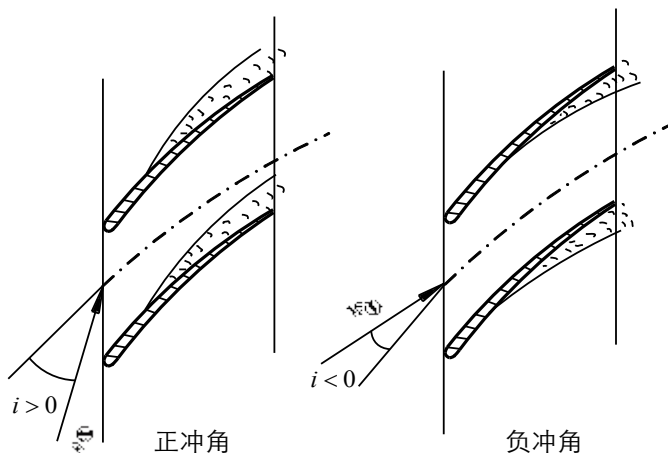


图 3-9 冲角变化对流动的影响

出  
夹

③ 气流出气角（ $\beta_{②}$ ）：叶栅出口截面处气流方向与压气机轴线的角。

④ 气流落后角（ $\delta$ ）：由于气流的惯性和附面层的影响，气流出气角  $\beta_{②}$  大于叶栅的叶片出口角  $\beta_{②b}$ ，其差值为落后角。即

$$\delta = \beta_{②} - \beta_{②b} \quad (3-2)$$

⑤ 气流转折角（ $\Delta\beta$ ）：表示气流流过叶栅时流动方向的改变程度。由图 3-7 可知：

$$\Delta\beta = \beta_{①} - \beta_{②} = (\beta_{①b} + i) - (\beta_{②b} + \delta) = \theta + i - \delta \quad (3-3)$$

对于已设计定型的叶片，其弯曲角  $\theta$  是一定的，气流的转折角  $\Delta\beta$  主要取决于  $i$  与  $\delta$  的变化。在一定的压气机工作范围内，落后角  $\delta$  的变化不大，在近似分析时可以认为不变，则气流转折角主要由冲角决定。

### 3.1.2.3 基元级的速度三角形

由图 3-8 可以看出，分析气流在动叶和静叶中的流动情况时，经常遇到绝对速度和相对速度的转换问题，于是，联系  $\vec{w}$  与  $\vec{c}$  的速度三角形就成为经常使用的工具。为了便于分析基元级内气流速度的变化情形，将动叶叶栅、静叶叶栅进出口的速度三角形画在一起，就构成基元级的速度三角形，如图 3-10 所示。其中气流速度  $c$  和  $w$  可以分解为轴向和周向两个方向的分速，分别用注脚  $a$  和  $u$  表示。

一般来说，特别是对于增压比不高的亚音级，当气流流过一个基元级时， $c$  或  $w$  的周向分速有很大的变化，而轴向分速度的变化则较小。所以可近似认为轴向分速相等，即  $c_{1a} \approx c_{2a} \approx c_{3a}$ 。而且正如以前所述的那样，我们研究的基元级是圆柱面基元级，所以  $u_1 \approx u_2 \approx u$ 。这样，基元级的速度三角形就可以简化。简化的基元级速度三角形如图 3-11 所示。值得注意的是，图 3-11 表示的是典型的亚音速基元级（即采用亚音速叶栅）的速度三角形，对于超、跨音速基元级的情况将在后面讨论。

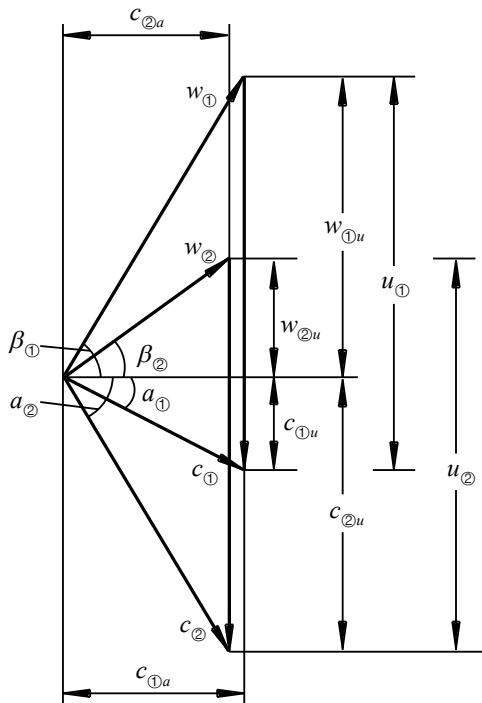


图 3-10 基元级速度三角形

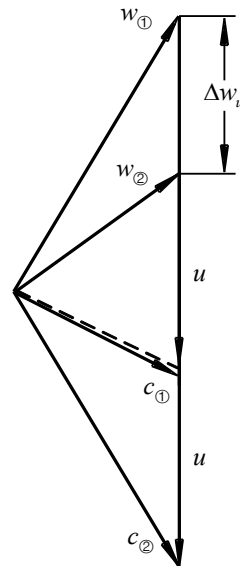


图 3-11 简化的基元级速度三角形

速度三角形表明了气流流经基元级的速度变化情形，而气流速度的变化又决定了压气机的工作状态，因此，通过速度三角形就可以分析压气机工作状态的变化。

由图 3-11 可以看出，速度三角形的变化取决于四个量，即  $c_{1a}$ 、 $c_{1u}$ 、 $u$ 、 $\Delta w_u$ ，这四个量与压气机的工作状态密切相关。

(1) 动叶进口气流绝对速度的轴向分速  $c_{1a}$ 。在设计状态，压气机第一级的  $c_{1a}$  大小很重要，它决定或影响发动机的迎风面积和压气机效率等关键参数。在动叶进口气流状态一

定时,  $c_{1a}$  增大, 在一定的空气流量条件下, 压气机的横截面积就可以减小, 这有利于减小整台发动机的迎风面积。但  $c_{1a}$  太大会降低压气机的效率。

(2) 动叶进口气流绝对速度的周向分速  $c_{1u}$ 。当气流进入动叶之前在圆周方向就有绝对速度的分速时, 说明气流有了预先旋转, 因此  $c_{1u}$  又叫做预旋量。若  $c_{1u}$  与圆周速度的方向相同, 称之为正预旋。如果  $c_{1u}$  与圆周速度方向相反, 则称为负预旋。对于第一级压气机,  $c_{1u}$  是由调节进口导流叶片的角度来产生的。

(3) 圆周速度  $u$ 。圆周速度直接影响叶片对气流的加功量的大小。在其他条件相同的情况下,  $u$  越大, 则对气流的加功越多。近几十年来, 高性能压气机的发展特征之一就是圆周速度的不断提高。

(4) 动叶进、出口气流相对速度 (或绝对速度) 在圆周方向的变化量  $\Delta w_u$  (或  $\Delta c_u$ )。它标志着气流通过动叶叶栅时在周向的扭转量, 故称之为扭速。扭速越大, 则动叶对气流的加功量就愈大。

在简化的速度三角形中, 已知  $c_{1a}$ 、 $c_{1u}$ , 就可以确定  $\vec{c}_1$ , 而由  $\vec{c}_1$  与  $\vec{u}$  就可以确定  $\vec{w}_1$ , 又由  $\vec{w}_1$  与  $\Delta w_u$ , 即能确定  $\vec{w}_2$ , 而后由  $\vec{w}_2$  与  $\vec{u}$  又能确定  $\vec{c}_2$ 。因此, 由上述四个量就可以确定基元级速度三角形。

#### 3.1.2.4 基元级对气流的加功与增压

##### (1) 动叶对气流的加功量

气流之所以在基元级中产生速度的变化, 其根本原因在于高速旋转的动叶对气流做功, 给气流加入了能量。显然, 加功量的大小对气流速度的变化起决定作用。压气机的功用就是提高气体的压力, 因此, 加功量的大小直接影响着压气机对气流的增压能力, 下面介绍影响加功量的因素。

我们知道, 气体流过基元级的动叶叶栅时在圆周方向有动量的变化, 对于压气机的旋转轴而言即有动量矩的变化。由动量矩方程可知, 气流必受到一力矩  $\vec{M}$  的作用, 有

$$M = W_a (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1) \quad (3-4)$$

应用于基元级中为  $M = W_a (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1)$ 。

而动叶又以  $\omega$  旋转, 所以对单位流量气体所作的功为

$$l_u = \omega \cdot (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \quad (3-5)$$

$l_u$  又称为轮缘功, 单位为 J/kg。

对于圆柱面基元级, 有  $u_1 = u_2 = u$ , 所以

$$l_u = u \cdot (c_{2u} - c_{1u}) = u \cdot \Delta w_u \quad (3-6)$$

式 (3-5) 和 (3-6) 都清晰地表明, 增加动叶对气体加功量的途径有两种, 一是增加动叶圆周速度  $u$ , 二是提高扭速  $\Delta w_u$ 。多年来, 压气机的发展正是沿着这个方向前进的, 动叶



叶片圆周速度已从 20 世纪 50 年代前的低于 300m/s 发展到今天的 500m/s 左右，超音、跨音速级的出现使  $l_u$  有了显著的提高。

## (2) 基元级的增压流动

从根本上说，气体压力的增高是由于动叶对气体做功的结果，但是在亚音速基元级和超音速基元级中气体的增压流动过程是不完全相同的。

当  $M_{w①} < 1$  和  $M_{c①} < 1$  时，称为亚音速基元级，而  $M_{w①} > 1$  或  $M_{c①} > 1$  时，则称为超音速基元级。在目前常用的超音速基元级中，一般是  $M_{w①} > 1$ ，而  $M_{c①} < 1$ 。

图 3-12 为亚音速基元级的增压原理示意图，气流以相对速度  $w_①$  流入动叶叶栅通道，以相对速度  $w_②$  流出。由图可以看出，两相邻的叶型组成一个弯曲的通道，其出口面积（垂直于出口流线的面积）大于进口面积（垂直于进口流线的面积），即通道是扩散形的。亚音速气流流过扩散形通道时，速度降低，压力升高，因此， $w_② < w_①$ ， $p_② > p_①$ 。在静叶叶栅中，气流也是在扩散形通道中减速增压，所以  $c_② > c_③$ ， $p_② < p_③$ 。

在设计压气机时，为了减少压气机的级数，应增大圆周速度  $u$ ，为了减小发动机迎风面积而要求增大  $c_①a$ 。因此必须要采用超音速叶栅。下面来分析气流在超音速基元级中的增压过程。

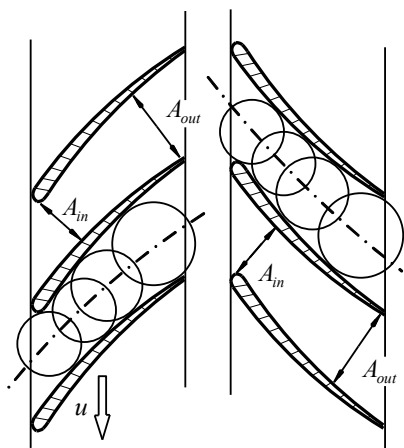


图 3-12 亚音速基元级增压流动示意图

图 3-13 (a) 是  $M_{w①}$  大于 1 的气流通过一个由双圆弧叶型所构成的叶栅的示意图。超音速气流流过圆弧前缘的孤立叶型时，会在叶型前出现脱体激波。超音速气流流过上述叶型所组成的叶栅时也会出现类似的情况，在每个叶片前都产生脱体激波 ABC。超音速气流经过激波后压力得到提高，在叶栅槽道内，

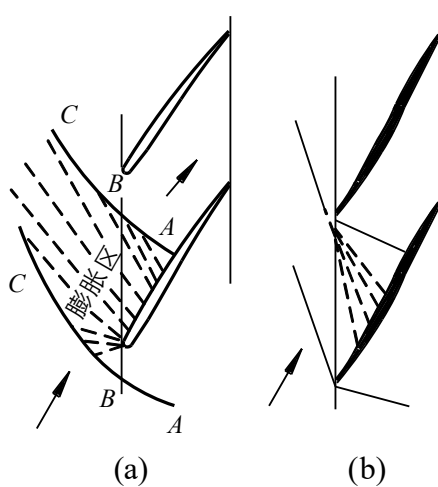


图 3-13 高  $M_{w①}$  时采用的超音速叶栅

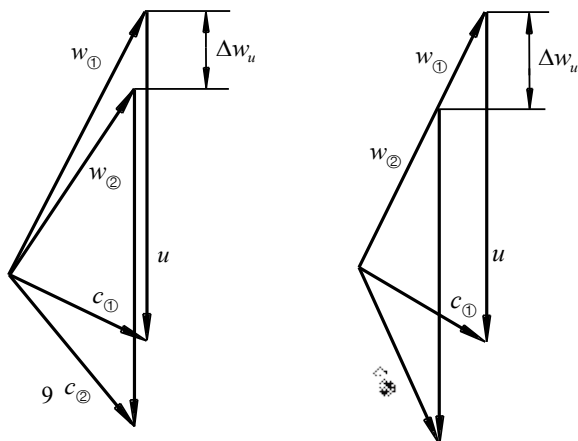


图 3-14 超音基元级的速度三角形

脱体激波的 AB 部分强度较大，可看作为正激波，超音速气流经过该槽道正激波后将减速为亚音速气流，亚音速气流在后面的扩散形通道内减速增压，方向也有一定的转折，其速度三角形如图 3-14 (a) 所示。当  $M_{w①}$  比较高时，脱体激波的损失比较大，且流场复杂，为了保证压气机的效率，必须改用图 3-13 (b) 所示的薄前缘超音速叶栅，用强斜激波来代替脱体正激波，使叶栅有较高的效率。这种叶栅几乎为一等直通道，气流的减速增压主要靠槽道激波来完成。其速度三角形如图 3-14 (b) 所示，从速度三角形可以看出，气流经过超音速基元级后，气流的扭速  $\Delta w_u$  也很大（但不是靠叶片通道的弯曲而产生的），再加上比亚音速基元级大的圆周速度，所以超音速基元级对气流的加功能力是很强的。但是前缘尖锐的薄工作叶片，在工作中容易引起振动，易被外来物损伤。因此，在使用中，对这类叶片要加强检查。

### (3) 基元级中的能量传递关系

如前所述，气流在基元级中压力升高的根本原因在于动叶对气流做功，加入了机械能，但加入的机械能并不是完全能用于对压力的提高，这可以应用伯努利方程来说明。

对于流过动叶叶栅的气流，应用伯努利方程，有

$$l_u = \int_{p_{①}}^{p_{②}} \frac{dp}{\rho} + \frac{1}{2}(c_{②}^2 - c_{①}^2) + l_{rr}$$

式中， $l_{rr}$  表示为克服动叶叶栅中的流动损失而消耗的功。

可见，动叶对气流加入的功，一部分用来提高气流的压力，一部分用来增加气流的动能，还有一部分消耗于克服损失。总之，由于机械功的加入，气流流过动叶叶栅通道后，不仅压力提高，而且绝对速度也大于进口绝对速度。

同理，对于静子叶栅，有

$$0 = \int_{p_{②}}^{p_{③}} \frac{dp}{\rho} + \frac{1}{2}(c_{③}^2 - c_{②}^2) + l_{rs}$$

其中， $l_{rs}$  是为克服静子叶栅中的流动损失而消耗的功。

或写成

$$\frac{1}{2}(c_{②}^2 - c_{③}^2) = \int_{p_{②}}^{p_{③}} \frac{dp}{\rho} + l_{rs}$$

可见，静子叶栅的作用是把气流的动能继续转变为压力升高及克服流动损失。

对于整个基元级，应用伯努利方程，得

$$l_u = \int_{p_{①}}^{p_{③}} \frac{dp}{\rho} + \frac{1}{2}(c_{③}^2 - c_{①}^2) + (l_{rs} + l_{rr}) \quad (3-7)$$

一般情况下， $c_{①} \approx c_{③}$ ，因此，由动叶加入的机械功大部分用于提高气体的压力，其他的用于克服流动损失。由此可知，在加功量一定的情况下，流动损失的大小对基元级的增压作用有很大的影响。

#### 3.1.2.5 基元级中的流动损失

基元级中的流动损失主要有四个来源：

(1) 气体的粘性摩擦损失。由于气体具有粘性，所以在叶栅的表面会有附面层存在。在附面层内气流具有剪切作用，消耗气流所具有的能量，造成损失。一般附面层内摩擦损失的大小一方面决定于叶型表面的光洁度，另一方面与叶型表面的压力分布有密切关系。在叶盆上，速度和静压变化较小，摩擦损失较小。而在叶背上，气流速度和压力变化很大，而且可能有激波，所以静压梯度对于附面层的发展会有很大的影响，特别是由于激波后静压突然升高而造成激波和附面层相互干扰，将会使叶背附面层大大增厚。

(2) 在逆压梯度的作用下附面层分离造成的损失。在压气机基元级中，气流是减速增压流动，因而沿流线方向具有逆压梯度。而根据附面层的流动特点可知，在足够大的逆压梯度作用下，附面层就会发生分离，形成涡流，使损失剧增，如图 3-15 (a) 所示。对于几何尺寸已固定的基元级，冲角的变化对分离损失有很大影响。如当正冲角过大时，气流在叶栅通道内转折角度很大，气流增压程度大，逆压梯度较大，更容易引起叶背上附面层分离，使损失增大，甚至会导致压气机不能稳定工作。

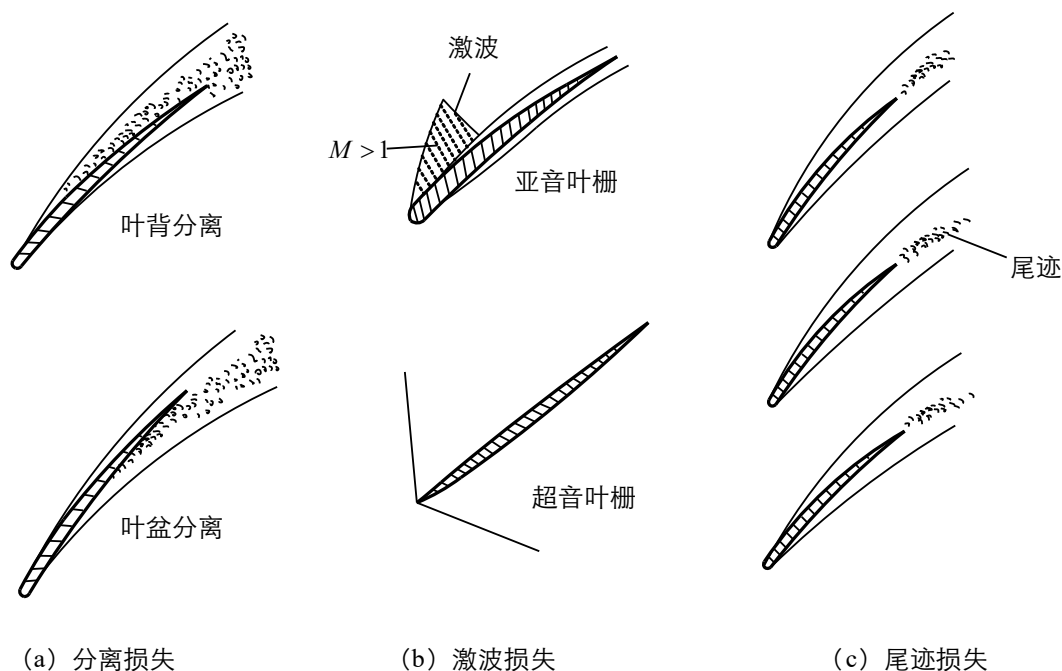


图 3-15 基元级中的三种流动损失

(3) 激波损失。如图 3-15 (b) 所示，对于  $M_{w①} > 1$  的情况而言，不论是采用亚音速叶栅还是超音速叶栅，都将产生激波，如脱体激波、槽道激波等。气流经过激波后，在压力提高的同时，气流的总压会下降，形成总压损失。而当相对气流速度是高亚音速时，由于叶片前缘的曲率很大，气流在叶型前缘的叶背部分区域内是加速流动，就有可能在某一点处达到音速，并且在局部区域内形成超音速区。但气流在叶栅通道的大部分区域内的流动是减速增压流动，因而局部超音速区很有限，最终以一道激波结束，这种情况称为局部激波。显然，气流经过局部激波后也会造成总压下降，形成机械能损失。另外，激波与附面层存在相互干扰，也会造成损失增大。

(4) 尾迹损失及尾迹与主流区的掺混损失。由于叶片出口边总有一定的厚度，所以沿叶背和叶盆流来的两股气流，在离开尾缘时附面层产生脱离和旋涡，形成尾迹区，并造成损失，称为尾迹损失。因为叶背附面层厚而叶盆附面层薄，所以尾迹是不对称的。尾迹区内气流的压力和速度比主流区要小得多，在叶栅的下游由于粘性的作用就会发生掺混和扯平的现象，使叶栅后的气流逐渐变得均匀。均匀化后的气流速度要低于主流的速度，使气流的动能受到损失，同时，在掺混的过程中还会有粘性摩擦作用，有涡流产生，这些都会损耗气流的机械能，将这些与掺混有关的损失称为掺混损失。如图 3-15 (c) 所示。

上述这四种流动损失又统称为基元级的叶型损失。

### 3.1.2.6 基元级的气动参数

实际上，叶栅流场中每一点的参数都不完全相同，但是从总体或平均的意义上来看，可以在一个栅距内取平均值，用以代表叶栅前方和后方的气动参数。

#### (1) 基元级进口流量系数

基元级进口气流绝对速度的轴向分速与动叶圆周速度之比为基元级进口流量系数，用  $\bar{c}_a$  表示。即

$$\bar{c}_a = \frac{c_{\text{①}a}}{u} \quad (3-8)$$

流量系数  $\bar{c}_a$  对压气机的工作和性能分析极有用处。压气机工作状态偏离设计状态时，级的进口气流流动情形将发生变化。由速度三角形看出，轴向进气时  $\bar{c}_a = \text{ctg}\beta_{\text{①}}$ ，因此  $\bar{c}_a$  直接反映了相对速度流入动叶的方向。 $\bar{c}_a = \bar{c}_{ad}$ ，说明相对速度  $w_{\text{①}}$  的方向与设计状态时的方向相同；如果假设设计状态时气流的冲角为零，那么， $\bar{c}_a > \bar{c}_{ad}$ ，说明工作状态偏离设计状态，气流以负冲角流向动叶； $\bar{c}_a < \bar{c}_{ad}$ ，同样说明工作状态偏离设计状态，但气流以正冲角流向动叶。

#### (2) 基元级反力度

由 3.1.2.4 可知，气流在基元级中的增压过程是分别在动叶叶栅和静叶叶栅中进行的。因此，在基元级的增压比确定以后，气流的增压必然有一个如何在动叶叶栅和静叶叶栅中进行分配的问题。实践表明，增压比在二者之间的分配情况对于级效率和加功量都有较大的影响。基元级的反力度就是反映这种分配情况的参数。

在相对坐标系中，动叶叶栅内气流相对速度减小，动能转化为压力的升高。通常把动叶叶栅中相对运动动能的减小量在基元级对气流所作的功（即轮缘功）中所占的比例，定义为基元级反力度，用  $\Omega$  表示，即

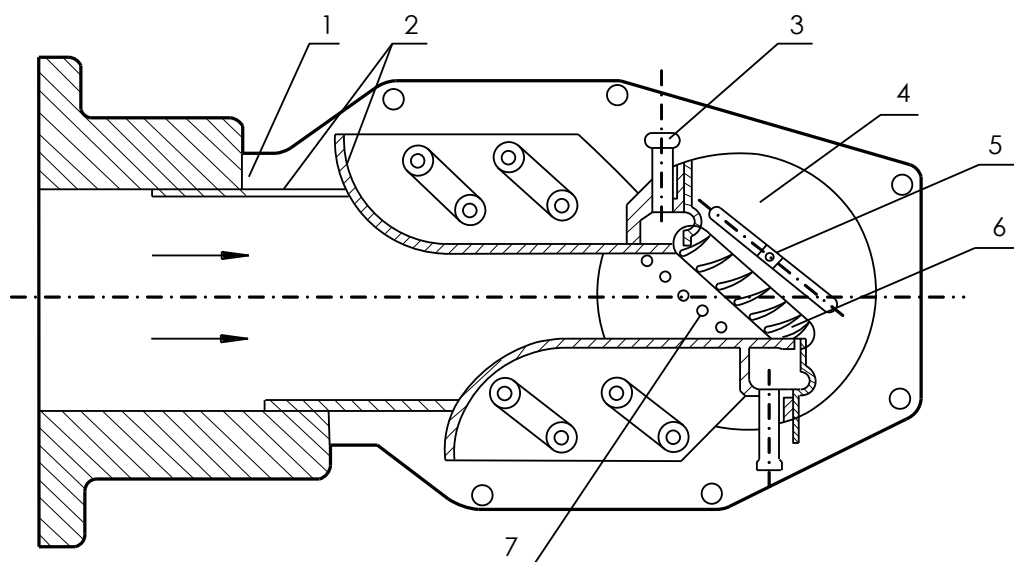
$$\Omega = \frac{\frac{1}{2}(w_{\text{①}}^2 - w_{\text{②}}^2)}{l_u} \quad (3-9)$$

在使用中也常以速度来表示反力度（推导从略），以便与速度三角形相联系，即

$$\Omega = 1 - \frac{c_{\text{①}u}}{u} - \frac{\Delta w_u}{2u} \quad (3-10)$$

除了上述两个常见的气动参数外，还有一些与平面叶栅相关的参数，如气流损失系数（ $\bar{\omega}$ ），叶栅的扩散因子（ $D$ ）等等，这里不作详述，可参看有关资料。

### 3.1.2.7 叶栅试验简介



1—风洞底座；2—可移动的侧壁；3—吸除壁面上附面层的装置；4—改变气流冲角的旋转圆盘；5—叶栅后的测量装置；6—实验的叶栅；7—叶栅前的测量装置

图 3-16 亚音速平面叶栅风洞示意图

压气机叶栅的理论分析和计算在设计点附近可获得较符合实际的压力分布、损失和出气角等数据，当偏离设计点时，由于扩压流动易造成附面层的分离，以及激波附面层干扰等问题，给计算带来困难，难以完全依靠计算的方法来获得准确的定量结果。为此，必须依靠试验手段获得可靠的数据。

叶栅试验是在叶栅风洞上进行的，图 3-16 为一亚音速平面叶栅风洞的示意图。风洞由上游的气源供气，气流沿图中箭头所示方向流入风洞的收敛段。在亚音速流情况下，气流在收敛段内加速，风洞壁面上的附面层在顺压梯度下比较薄。但为了进一步减小风洞四个壁面上的附面层的影响，还采用了吸除附面层的装置。为了减小外界大气对栅后气流的影响，还可采用栅后导流板。为了能够足够精确地用有限个叶片的叶栅来模拟真实的基元级，在风洞中安装的叶片数目应不少于七片。

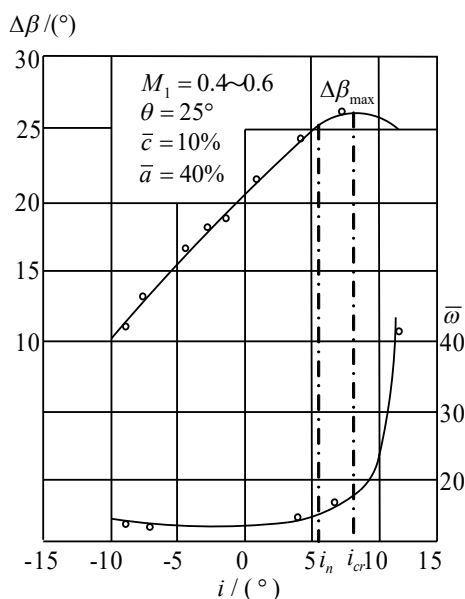


图 3-17 平面叶栅的攻角特性

测量数据一般在中间的一两个叶片通道处进行，以减少风洞侧壁的影响。同时，应在中间叶片的中间截面上测量气流参数，以避免上下壁面附面层的影响。

在进行平面栅实验前，将叶片按照所要求的稠度和安装角固定在圆盘上，转动圆盘可以改变来流和叶栅的相对位置，从而改变冲角。控制气源的出口压力可以控制来流  $M$  数的变化。

叶栅试验的目的是建立起叶栅的一些参数（如损失系数  $\bar{\omega}$ ）随着气流冲角等参数的变化规律，即平面叶栅的攻角特性，如图 3-17 所示，以供设计时合理地选用叶栅。

由图 3-17 可知，随着冲角从负值逐渐增大，气流转折角  $\Delta\beta$  随冲角成正比地增加，而损失系数  $\bar{\omega}$  则变化不大。这是因为在冲角不太大的情况下，气流还没有从叶片表面上分离，气流的落后角  $\delta$  基本不变，由  $\Delta\beta = \theta + i - \delta$  可以看出，对于给定的叶栅（ $\theta$  不变）， $\Delta\beta$  正比于冲角  $i$ ；在无分离的流动中，气流的流动损失基本上由附面层内的摩擦引起，所以  $\bar{\omega}$  基本上不变。当冲角增大到某一数值  $i_n$  时，叶片表面上气流开始分离，落后角  $\delta$  逐渐增大，使得随着冲角的增大， $\Delta\beta$  的增大逐渐变慢，同时，由于分离损失的出现和增大， $\bar{\omega}$  逐渐增大。当冲角增大到临界冲角  $i_{cr}$  时， $\Delta\beta$  达到最大值  $\Delta\beta_{max}$ ，若再继续增大冲角， $\Delta\beta$  很快下降，而  $\bar{\omega}$  急剧上升。因为，当  $i > i_{cr}$  以后，气流发生严重的分离以致于失速。

应当指出，当负冲角很大时，也会导致  $\bar{\omega}$  的显著增大，这时在叶盆上出现较大的气流分离区。图 3-18 给出的是不同冲角下，叶片表面气流分离情况的示意图。

为了更真实地测量实际基元级的流动情况，还有环形叶栅试验装置等。

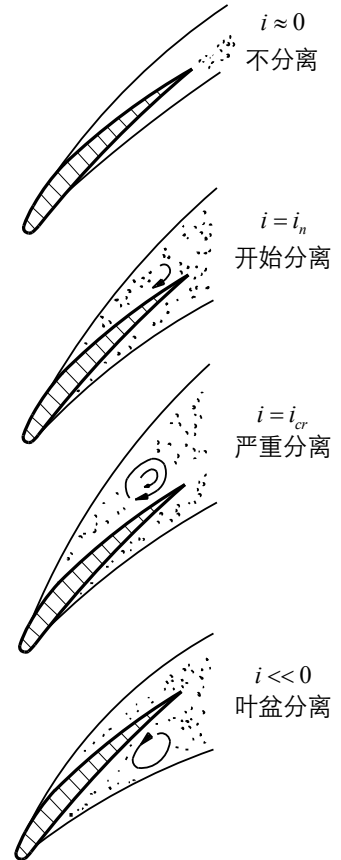


图 3-18 不同冲角下叶片表面气流分离情况

### 3.1.3 压气机级的工作原理

轴流式压气机的级可以看成是沿半径方向由无数个基元级叠加而成的。虽然各个基元级的基本工作原理是相同的，但是在级的环境下，各基元级的工作条件和速度三角形都是不相同的，因此，压气机级的工作必然为适应外部条件变化而具有一些特点。其中比较突出的是叶片具有沿叶高扭转的造型以及气流流动损失的变化。

#### 3.1.3.1 压气机叶片的扭向规律

##### (1) 压气机叶片的扭转原理

实际的压气机叶片不是直的，而是沿叶高扭转的（如图 3-19 所示），从叶根到叶尖，不仅叶型弯曲角不同，而且叶型安装角也不相同。从图 3-19 可以看出，叶尖叶型弯曲度小，

安装角度大；叶根叶型弯曲度大，安装角度小（即叶片更接近与轴向）。那么，压气机叶片为什么要扭转？

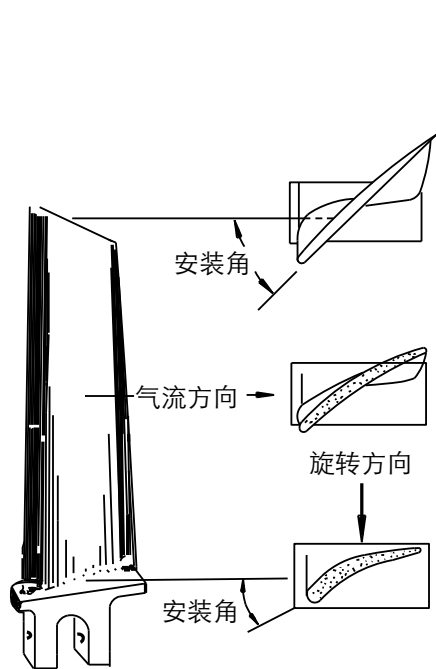


图 3-19 扭转的压气机转子叶片

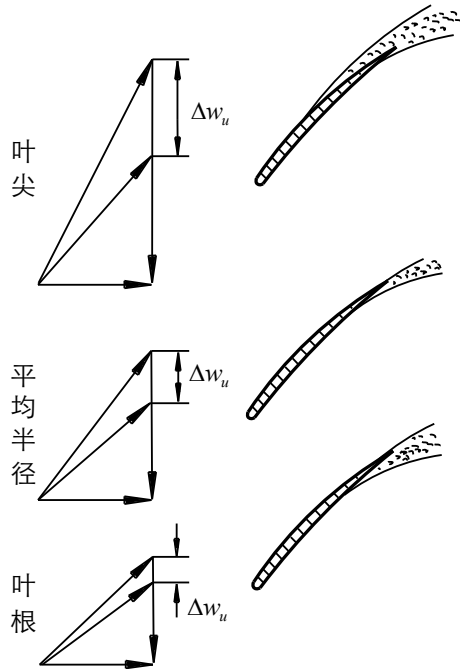


图 3-20 不同半径上的速度三角形对比

我们以轴向进气为例来说明。在轴向进气条件下，沿叶片高度的气流切向分速为零，在进口气流参数均匀且不考虑通道曲率影响的情况下，沿叶高气流的轴向分速  $c_{1a}$  相等，而圆周速度沿叶高则是变化的。于是，进口速度三角形的变化如图 3-20 所示，其特点是气流进气角  $\beta_1$  从叶根向叶尖逐渐增大。若此时采用沿叶高方向具有相同安装角和弯曲角的叶片，假定动叶叶栅进口方向在平均半径处与相对气流来流方向基本对准（即  $i=0$ ），那么，一方面在叶尖（ $i>0$ ）和叶根（ $i<0$ ）势必造成气流冲角变化非常剧烈，不可能同时使气流顺畅地进入叶栅通道，损失增大，效率非常低，甚至由于气流严重分离而无法正常工作。另一方面，叶根与叶尖处的扭速（ $\Delta w_u$ ）变化也相当大，在叶根处  $\Delta w_u$  很小，而在叶尖处  $\Delta w_u$  很大，造成加功量沿叶高分布严重不均，影响叶片对气流的增压。因此，为提高增压能力，提高效率，叶片沿叶高其安装角与弯曲角等参数均应相应地变化，即叶片沿叶高必须是扭转的。

叶片采用何种扭向规律，应根据压气机级的位置以及具体的工作条件来选取，使得压气机级有良好的气动性能，同时还要兼顾到叶片的结构和工艺性，这实际上也就是压气机级的气动设计所要解决的问题。

(2) 压气机叶片扭向设计简介

我们知道，气流速度三角形的变化是由其气流的运动规律所决定的，而气流在实际压气机中的流动是具有粘性的三维非常流动，给详细的定量分析带来了很大困难。所以在应用中大多都是采用适当简化的方法来处理，从而找到可用的扭向设计规律。其中常见的有：

① 由简单径向平衡方程确定扭向规律。所谓简单径向平衡方程指的是在适当的简化条件下，如气流是沿圆柱面流动、不考虑粘性、忽略非定常效应、不计作用于气体的重力等，经推导得出的描述叶片排之间（即轴向间隙内）气体流动的数学方程，其核心是认为气流是沿圆柱面运动（即  $c_r=0$ ），则作用于轴向间隙中一块单位质量的气体微团的所有力（包括惯性力）沿径向投影力的作用应该平衡，即必然满足径向力的平衡。由此平衡方程出发，再代入等功、等熵等条件，就可以得到将沿叶高各基元截面的气流参数速度三角形参数间的关系联系起来的数学关系式  $\frac{1}{r^2} \frac{d(c_u r)^2}{dr} + \frac{dc_a^2}{dr} = 0$ （该式为径向平衡方程式，具体推导见相关参考文献），从而可得出沿叶高气流参数的具体分布规律。如典型的等环量扭向规律（即沿叶高  $r \cdot c_u = \text{const}$ ）、等反力度扭向规律（即沿叶高反力度为常数）、中间扭向规律等等。需要指出的是，早期的压气机设计应用此方法比较广泛，因为当时的压气机级负荷较小，通道曲率较小，可以近似认为气流沿圆柱面流动。而现代发展的压气机大多是高负荷、高级增压比的，而且前几级流道曲率变化很大、气流流动的三维特征日趋明显，所以必须采用准三维或全三维的设计方法，才能真实地反映出气流的流动特点。

② 由求解准三维流动来确定扭向规律。在目前的计算条件和理论（尤其是粘性流动理论）发展状况下，常用的方法一是将三维流动简化成轴对称的二维流动，且考虑粘性的影响，二是应用吴仲华教授在 20 世纪五十年代初期提出的两类相对流面（即 S1，S2 流面）的概念，将三维流动简化为在 S1 和 S2 流面上的二维流动，然后进行相关求解。在进行求解准三维流动时，由于其方程较复杂，研究对象的几何尺寸也比较复杂，很难进行解析求解，而是采用数值方法，利用计算机进行求解运算。在工程上应用比较广泛的是流线曲率法（或称流线迭代法），目前已成功地用于求解叶栅间隙流动、S2 流面、S1 流面的气动求解问题。

③ 由求解全三维流场来进行扭向设计。由于现代计算机技术的高速发展，计算机容量和速度不断提高，加之对数值求解方法的深入研究，使进行全三维叶片设计成为可能。目前不但已较成功地求解了亚音速流场，而且在求解跨音速流场、捕捉激波等方面也取得了长足的进展，所发展的计算方法和程序正逐渐应用于工程设计。

### 3.1.3.2 级的流动损失

实验表明，压气机的级效率比基元级的效率低，这是因为由基元级叠加成为完整的级后，除了原有的叶型损失以外，由于一些新的因素，流动情况更为复杂，故而又会引起其他的损失。这些损失包括由于环壁附面层存在引起的损失、由于间隙存在引起的损失和由于叶片附面层内径向潜移引起的损失等等。

#### (1) 环壁附面层引起的损失

在机匣内壁和轮毂外壁上，由于气体具有粘性，必然会有附面层存在，称为环壁附面层，如图 3-21 所示。

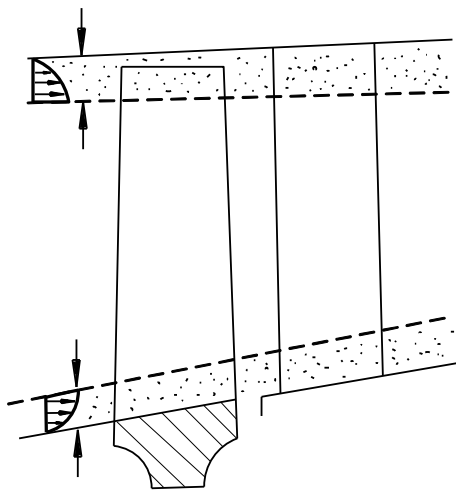


图 3-21 环壁附面层



首先环壁附面层内气流的剪切作用本身就导致摩擦流动损失。而且由于环壁附面层的存在，造成叶片端部（叶尖和叶根）区域内气流速度下降，从而改变叶片进出口速度三角形的分布，使进气角与安装角的偏差加大，引起基元级叶型损失增大。不仅如此，由于环壁附面层的阻滞作用，端部区域的叶型附面层将变得更厚，甚至提前或加剧分离，反过来，叶型附面层的阻滞作用又使环壁附面层内气体流动困难，附面层因而变厚。这两种附面层之间的不良相互作用形成复杂的三维附面层，使流动损失变大，叶栅效率下降。

另外，由于环壁附面层的存在，在工作叶轮和静子叶片中还会形成通道涡（又称为对涡）损失。这是由于在叶片的端部区域，叶盆区域内是高压，而同一叶片通道中的相邻叶片的叶背区域内是低压气流，形成压差。由于环壁附面层内气流速度低，在压差力的作用下气流会出现由叶盆向相邻叶片叶背区域的串流，如图 3-22（a）所示，从而卷起通道涡，通道涡在叶片尖部和根部总是成对出现，故又称为对涡，如图 3-22（b）所示。旋涡本身由气流的机械能转换而成，因而导致流阻损失，旋涡还影响叶栅气流出气角，在无径向间隙端壁结构中，通道涡使环壁附近处气流转折角增大，离端壁一定距离处气流转折角减小。在有间隙的端壁结构中，间隙涡使近端壁处气流转折角减小。

## （2）径向间隙引起的损失

为了避免压气机旋转时工作叶轮叶片叶尖与机匣内壁相摩擦，所以在工作叶轮叶片叶尖和机匣内壁之间总要留有一定的径向间隙。在压气机工作中由于叶片、机匣热膨胀等原因，径向间隙还会变化。

我们知道，对于叶片来说（不论是动叶还是静叶），其叶盆的压力要高于叶背上的压力，同时其出口静压要高于其进口静压，均形成压力差。这样，由于间隙的存在，在压差的作用下，就会有一小部分空气由叶片的出口经径向间隙逆着气流而流向叶片进口，称之为径向间隙中的倒流，如图 3-23（a）所示。同理，也会有一小部分气流通过径向间隙由高压的叶盆流向低压的叶背，形成径向间隙中的潜流，如图 3-23（b）所示。径向间隙中的倒流和潜流会造成叶片做功能力的降低，引起损失，降低效率。

倒流和潜流所引起的流动损失，与径向间隙的大小密切相关，应对间隙的大小进行控制。通常，为了减小间隙，并且保证转子工作安全，在机匣内壁加上石墨、滑石粉等材料的涂

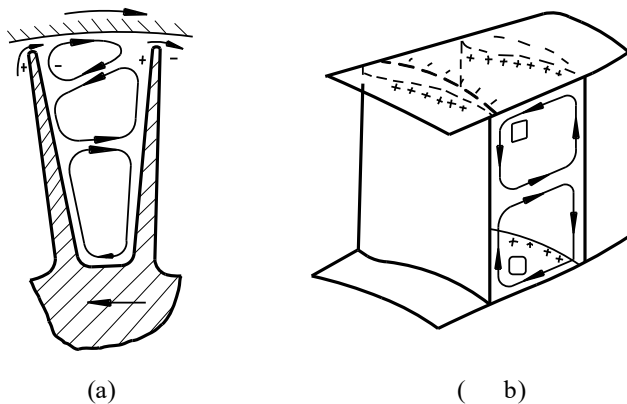


图 3-22 通道涡示意图

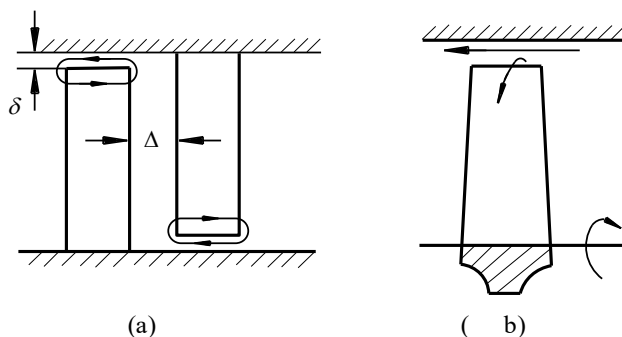


图 3-23 径向间隙中的倒流和潜流

层。随着制造工艺技术的提高和材料的改进，又出现了一些有效的封严结构，如蜂窝结构等，取得了较好的效果。20 世纪 70 年代后，出现了所谓的“主动间隙控制”技术，其原理是在机匣内壁上开有环腔，并在腔中通以可控温度的气体，以保证机匣和动叶尖部在不同的飞行条件和发动机的不同状态下均有理想的径向间隙。

### (3) 叶片表面附面层潜移引起的损失

以气流沿圆柱面流动的情形来分析此类损失产生的机理。很显然，在叶片通道中为使气流沿圆柱面流动，必须从叶根至叶尖使气流产生一定的压力差，与气流的周向分速所产生的惯性离心力相平衡，如图 3-24 (a) 所示。但是，在动叶叶片表面的附面层内，由于粘性作用，可以认为气体微团与叶片“粘”在一起旋转，因而具有接近叶轮圆周速度的周向分速，一般说来叶轮圆周速度远大于气流的周向分速，因而其惯性离心力也远大于主流中心的惯性离心力，于是，在附面层内，惯性离心力大于压力差，附面层内的气体微团就会沿着叶片表面由叶根流向叶尖，如图 3-24 (b) 和 3-24 (c) 所示，这种流动现象称为叶片表面附面层的潜移。

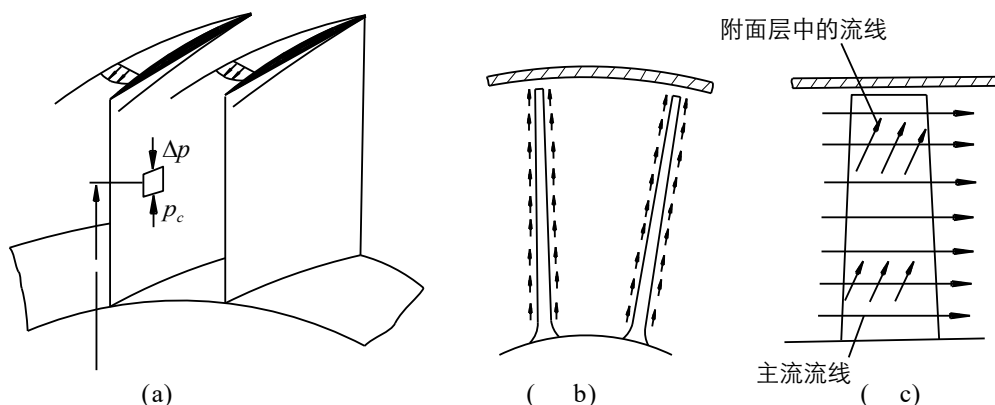


图 3-24 动叶表面附面层内的潜流

在静叶中，叶片表面附面层内气流潜移方向与动叶相反。因为在静叶表面的附面层内，气流微团的绝对速度很小，接近于零，所以周向分速产生的离心力也很小，故离心力也不能平衡压力差。所以在压力差的作用下，形成了静叶表面上的附面层内气体由外径向内径方向的潜移。

由于动叶和静叶表面附面层的潜移，使叶片表面上的附面层分别向动叶叶尖和静叶内径处堆积，这些区域的附面层加厚甚至引起分离，使流动损失增加。

上面介绍了在级的环境下所形成的一些新的损失现象，由于这些流动中气流的方向与主流方向不一致，所以常将此类流动统称为二次流动，由二次流动所造成的损失统称为二次损失。很显然，二次损失在沿叶高的不同基元截面上的数值差别很大，以叶尖区域损失为最大，流动最为复杂。这些结论对今后分析压气机的不稳定工作是有帮助的。

#### 3.1.3.3 压气机级的性能参数

通过前面的叙述可知，在压气机的级中，气流沿叶高方向和沿周向的参数是不均匀的。但在研究压气机的总体性能时，所用的参数都是压气机级的平均参数，即进、出口的环面平均参数。

#### (1) 级增压比 $\pi_{c,st}$

压气机级增压比定义为该级出口气流的总压与进口气流的总压之比，即

$$\pi_{c,st} = \frac{p_{\text{③}}^*}{p_{\text{①}}^*} \quad (3-11)$$

目前，燃气涡轮发动机上的  $\pi_{c,st} = 1.2 \sim 1.6$ 。

#### (2) 级效率 $\eta_{c,st}$

压气机级效率定义为在相同的进口条件下，达到同样的增压比  $\pi_{c,st}$  时，使气流经历等熵绝热压缩过程所消耗的功与实际压缩过程所消耗的功之比，即

$$\eta_{c,st} = \frac{l_{cst,ad}}{l_{c,st}} \quad (3-12)$$

$\eta_{c,st}$  反映了压气机级设计的完善程度。目前燃气涡轮发动机的  $\eta_{c,st} = 0.88 \sim 0.91$ 。

#### (3) 压气机级的压缩功 $l_{c,st}$

由式 (3-12) 可得

$$l_{c,st} = l_{cst,ad} / \eta_{c,st} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} RT_{\text{①}}^* (\pi_{c,st}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) / \eta_{c,st} \quad (3-13)$$

参照基元级轮缘功  $l_u$  的计算式还可得

$$l_{c,st} = u \cdot \Delta w_u \quad (3-14)$$

应当特别注意，式中的  $u$  和  $\Delta w_u$  是该压气机级的平均  $u$  与平均  $\Delta w_u$ 。而一般级的平均  $u$ 、 $\Delta w_u$  是难以确定的，所以式 (3-14) 一般只用于作定性分析。在分析问题（如压气机功的变化），常常用平均半径处基元级的  $u$ 、 $\Delta w_u$  来代表整个一级的平均  $u$ 、 $\Delta w_u$ 。

### 3.1.4 多级轴流式压气机的特点和主要参数

多级轴流压气机是由各个单级压气机串联而成的，所以就多级轴流压气机的任何一个级而言，其工作原理是相同的。但是，许多个级按照一定次序串联成多级压气机后，由于各个级在流程中的位置不同，它们的几何尺寸和进口参数也各不相同，因而就形成了多级轴流压气机工作的特点。

#### 3.1.4.1 多级轴流式压气机的流程形式

多级轴流压气机在子午面的典型通道流程形状如图 3-25 所示。可以看出，压气机的环面面积是逐渐减小的。这是因为空气流入压气机后，其压力是逐级提高的，所以其密度也逐渐增大，由流量连续方程可知：

$$A_2 \rho_2 c_{2a} = A_3 \rho_3 c_{3a}$$

如果保持进、出口面积相等，由于 $\rho_3$ 比 $\rho_2$ 大得多，则出口的轴向速度必然要减小很多。气流轴向速度减小，会使得气流冲角随之增大，为了减小损失，叶片的安装角必须越来越大。实践证明，这会使叶轮对气流的加功量大为减小，使各级的增压能力降低。要达到预定的增压比，就必须增加级数，显然这是不符合重量轻、尺寸小的要求。所以多级轴流压气机的流程形式应是环形通道面积逐级减小，以使各级进口的气流轴向速度在设计状态下大致相等或变化不大。

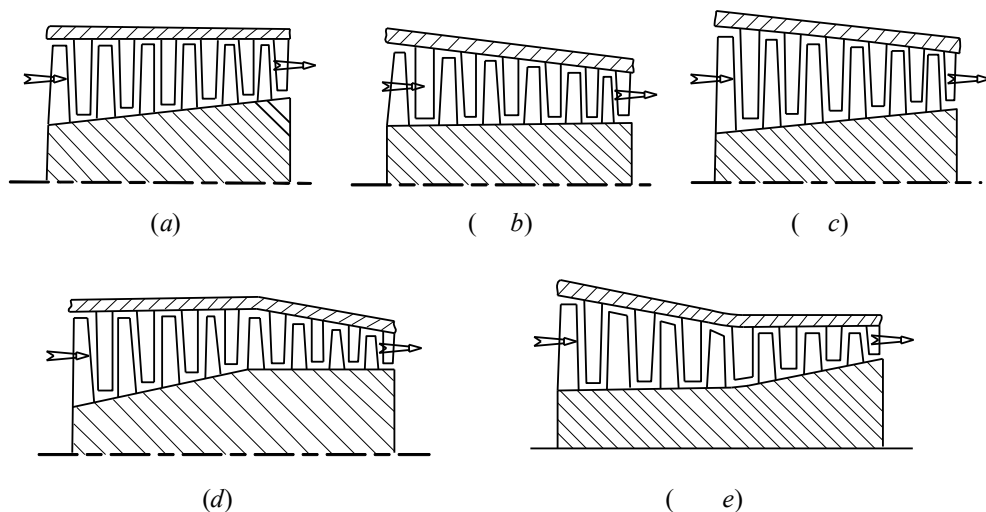
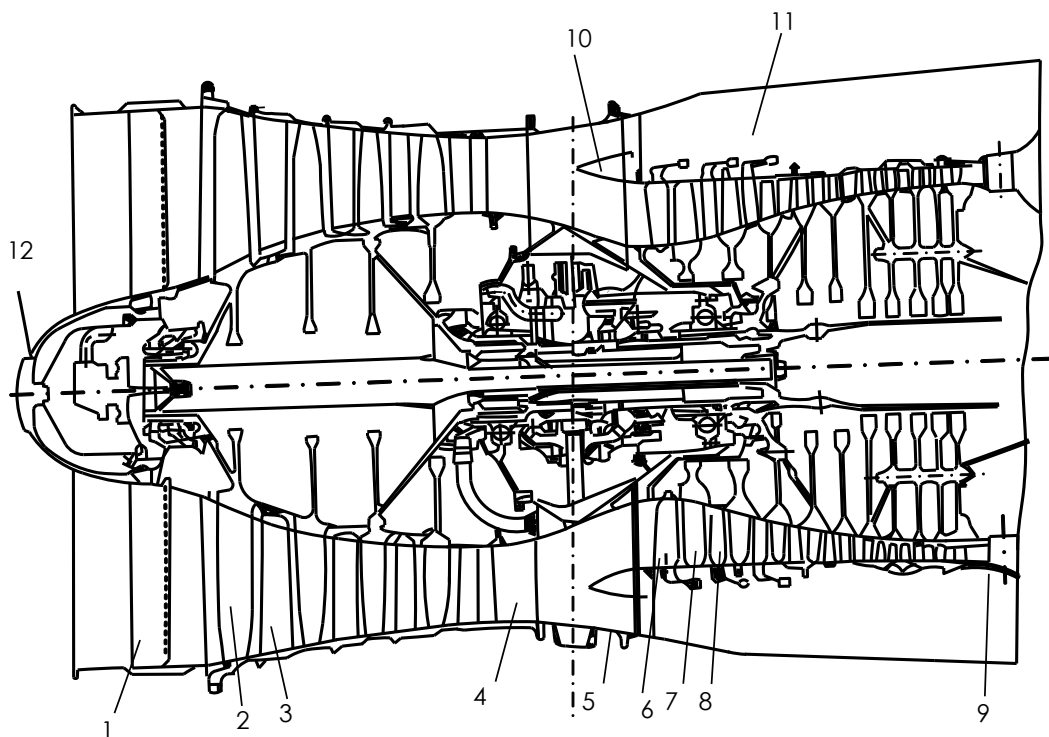


图 3-25 多级轴流压气机流程形式示意图



1.低压压气机（风扇）进口导流叶片；2.低压压气机（风扇）转子；3.低压压气机（风扇）静子；

4. 低压压气机（风扇）出口导流器；5. 中介机匣；6. 高压压气机进口导流叶片；7. 高压压气机转子；  
8. 高压压气机静子；9. 高压压气机出口导流器；10. 分流环；11. 外涵道；12. 整流罩

图 3-26 某型轴流压气机结构示意图

减小沿压气机流程环形通道面积的方法有多种，如图 3-25 所示，（a）是外径不变，内径逐级增大，其优点是轮缘圆周速度大，因而加功量大，级数可以减少。但是对于高增压比的压气机，会导致后面一些级叶片高度减小很快，增加二次流动损失，效率降低。（b）是内径不变，外径逐级减小，其优缺点与（a）相反。（c）是平均半径不变，内径逐级增大，外径逐级减小。（d）和（e）都是组合形式，其目的是改进压气机的性能。以上所列仅为几种典型的压气机流程形式，在现代风扇、压气机设计中，还有一些其他形式的流路。图 3.26 所示的是某低涵道比涡轮风扇发动机的低压压气机（包括风扇）、高压压气机的结构图。该压气机共有 13 级，其中低压（风扇）4 级，高压 9 级，压气机总增压比为 23。

### 3.1.4.2 多级轴流式压气机的气动设计特点

#### （1）功的分配原则和级效率的变化

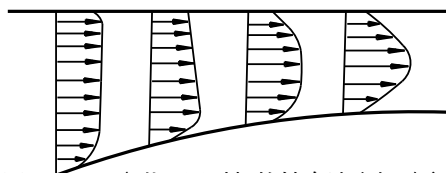
在多级压气机中，压气机功并不是平均地分配给各级的，而是根据具体情况进行分配。中间级压气机工作条件较好，效率较高，应该多分配一些功。亚音速压气机的第一级和后面级应该少分配一些功，这是因为第一、二级的气流温度较低， $M$  数较高，效率较低，而最后一、二级叶片较短，环壁附面层影响大，二次损失较大，效率也相对较低的缘故。第一、二级为超、跨音速级时，其分配的功自然应该增大，因为超、跨音级的加功能力强，应充分发挥其增压作用。

#### （2）轴向速度沿压气机流程的变化

为了减小压气机迎风面尺寸，第一级压气机进口轴向速度的数值选取得都比较高，超、跨音级压气机的  $c_{2a}$  可达 210~240m/s。压气机的最后级与燃烧室相连，为保证稳定燃烧，最后级的气流速度不宜过高，一般约 120~150m/s。

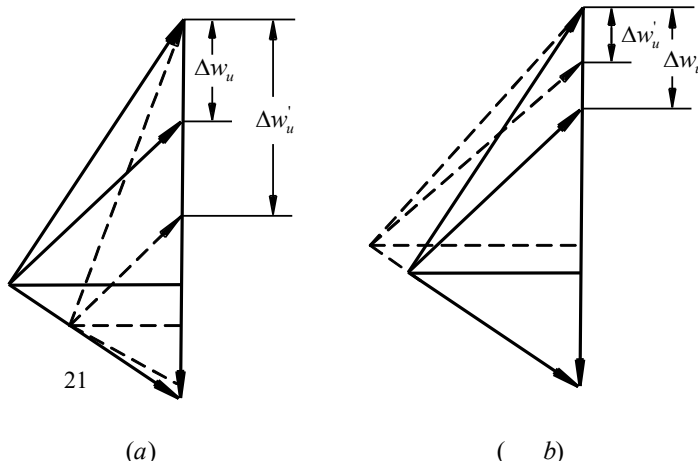
#### （3）各级叶片的扭向规律不同

#### （4）考虑环壁附面对加功量和通道面积的影响



通道环壁附面层的存在，不仅会造成流动损失，而且还会影响轴向分速沿叶高的分布，所以对各级的加功量和通道的有效面积都有影响。

由粘性流体力学知识可知，环壁附面层会引起轴向速度场的畸变，中心流区速度增大，大于设计值，靠近壁面区域轴向速度减小，小于设计值，由于环壁附面层是逐级加厚的，所以畸变程度越到后面级越严重，如图 3-27 所示。



在叶栅已经确定的情况下，气流的出气角  $\beta_2$  近似认为不变，轴向速度变化对加功量的影响可由图 3-28 所示的速度三角形变化分析得出。由图可知，轴向速度增大，使扭速减小（见图 3-28 (a)），引起加功量( $u\Delta w_u$ )下降，反之，轴向速度减小，扭速增大（见图 3-28 (b)），加功量也增大。应当指出的是，由于两端附面层内气流速度很低，流动情况很不好，实际上并不能增大加功量。这样，就整个压气机级来说，叶片对气体的加功能力有所减小。

图 3-28 轴向速度改变对加功量的影响

在传统的压气机设计中常引用功修正系数（ $K_l$ ）对加功量进行修正，以考虑环壁附面层对加功量的影响。也可以引用流量贮备系数（ $K_w$ ）进行环壁附面层位移厚度的修正，其思想是将设计的通道环形面积放大  $K_w$  倍，从而保证各个通道截面的平均轴向速度等于设计值。

上述这两种修正方法均属于平均修正法，不能保证沿叶高的速度三角形的准确计算和设计。在现代压气机的设计中，常采用耦合附面层的三维设计方法，或直接求解带粘性的三维流场，从而大大地改善了压气机的性能。

### 3.1.4.3 多级轴流式压气机的级间相互影响

当一个压气机级单独工作和它作为多级压气机中的一级工作时，其性能和不稳定工作边界可能有明显的差别，造成性能差异的原因是压气机级之间的相互干扰效应。多级压气机固有的级间干扰效应主要有上、下游叶排的位流干扰和前面级的尾迹干扰，此外，当偏离设计状态较多时，会引起某些级流动参数的不良分布，甚至出现不稳定流动。这些干扰影响是非定常的，属非定常效应。关于这一问题还有待于进一步研究总结出规律，以指导设计和使用。

### 3.1.4.4 多级轴流式压气机的主要性能参数

#### (1) 压气机增压比

多级压气机的增压比是压气机出口空气压力与进口空气压力的比值。增压比可用静压增压比或总压增压比来表示，通常采用总压增压比。总压增压比为

$$\pi_c = \frac{p_3^*}{p_2^*} \quad (3-15)$$

显然，多级压气机的增压比与各级压气机增压比之间存在着如下关系：

$$\pi_c = \pi_{c,st1} \cdot \pi_{c,st2} \cdot \pi_{c,st3} \cdots \pi_{c,stz} \quad (3-15a)$$

式中， $z$  代表多级压气机的级数。

对目前广泛采用的双转子压气机，压气机由高压压气机和低压压气机组成，因此压气机的总增压比为

$$\pi_c = \pi_{cL} \cdot \pi_{cH} \quad (3-15b)$$

式中， $\pi_{cL}$ 、 $\pi_{cH}$  分别表示低压压气机增压比和高压压气机增压比。

同理可知

$$\pi_{cL} = \frac{p_{22}^*}{p_2^*} \quad (3-15c)$$

$$\pi_{cH} = \frac{p_3^*}{p_{2B}^*} \quad (3-15d)$$

式中,  $p_{22}^*$ 、 $p_{2B}^*$  分别为低压压气机出口、高压压气机进口的气流总压。通常  $p_{22}^* = p_{2B}^*$ ,  $T_{22}^* = T_{2B}^*$ 。

## (2) 压气机的功和等熵压缩功

### ① 等熵压缩功

在一定的进口条件下, 经过一个等熵的压缩过程将 1kg 气体压缩至指定增压比所耗费的功, 称为压气机的等熵压缩功, 用  $l_{c,ad}$  表示。图 3-29 表示的是多级压气机的热力过程, 2、3 分别代表其进、出口状态, 下标 “ad” 表示等熵压缩过程的终了状态, 多级压气机的等熵压缩过程为 2—3<sub>ad</sub>。

由能量方程知

$$l_{c,ad} = i_{3ad}^* - i_2^* = c_p (T_{3ad}^* - T_2^*)$$

根据等熵过程参数间的关系

$$\frac{T_{3ad}^*}{T_2^*} = \left( \frac{p_3^*}{p_2^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

则

$$l_{c,ad} = c_p T_2^* (\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$$

再代入

$$c_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} R$$

所以

$$l_{c,ad} = \frac{\gamma}{\gamma-1} R T_2^* (\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \quad (3-16)$$

对于双转子压气机, 亦可得到高、低压压气机的等熵压缩功为

$$l_{cH,ad} = \frac{\gamma}{\gamma-1} R T_{2B}^* (\pi_{cH}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \quad (3-16a)$$

$$l_{cL,ad} = \frac{\gamma}{\gamma-1} R T_2^* (\pi_{cL}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \quad (3-16b)$$

### ② 压气机功

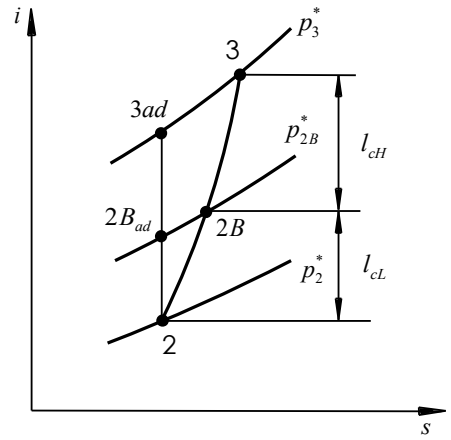


图 3-29 双转子压气机的压缩过程  $i-s$  图

在相同的进口条件下，压气机将 1kg 气体压缩到同一增压比，压气机实际所耗费的功叫压气机功，用符号  $l_c$  表示，单位是 J/kg。在图 3-29 上，实际压缩过程是“2—3”，由能量方程知

$$l_c = i_3^* - i_2^* = c_p (T_3^* - T_2^*) = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R (T_3^* - T_2^*) \quad (3-17)$$

多级压气机的实际压缩过程是由各级的实际压缩过程所组成的，因此总的压气机功等于各级压气机功之和。于是，对于双转子压气机，有

$$l_c = l_{cH} + l_{cL}$$

其中， $l_{cL}$ 、 $l_{cH}$  分别是低压压气机功和高压压气机功。

### (3) 压气机效率

多级压气机的效率定义为：在相同的进口条件下，将 1kg 气体压缩到同一增压比时，压气机的等熵压缩功与压气机功的比值。用  $\eta_c$  表示，即

$$\eta_c = \frac{l_{c,ad}}{l_c} = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_3^*}{T_2^*} - 1} \quad (3-18)$$

同理，对于双转子压气机，低压压气机效率为

$$\eta_{cL} = \frac{l_{cL,ad}}{l_{cL}} \quad (3-18a)$$

高压压气机效率为

$$\eta_{cH} = \frac{l_{cH,ad}}{l_{cH}} \quad (3-18b)$$

将  $l_{c,ad}$  的计算式 (3-16) 代入式 (3-18) 中，即可得到常用的计算压气机功的表达式

$$l_c = \frac{l_{c,ad}}{\eta_c} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R T_2^* (\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) / \eta_c \quad (3-19)$$

需要指出的是，多级压气机的效率与各级压气机效率之间的关系并不象增压比或压气机功那样简明，应根据具体参数进行计算。下面以双转子多级压气机为例来说明它们之间的关系。由

$$l_c = l_{cL} + l_{cH}$$

有

$$\frac{l_{c,ad}}{\eta_c} = \frac{l_{cL,ad}}{\eta_{cL}} + \frac{l_{cH,ad}}{\eta_{cH}}$$

代入各等熵压缩功的计算式，可得



$$\eta_c = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{\pi_{cL}^{\frac{\gamma}{\gamma}} - 1}{\eta_{cL}} + \frac{T_{2B}^*}{T_2^*} \cdot \frac{\pi_{cH}^{\frac{\gamma}{\gamma}} - 1}{\eta_{cH}}}$$

又因为

$$l_{cL} = \frac{\gamma}{\gamma-1} R(T_{2B}^* - T_2^*)$$

所以

$$\frac{T_{2B}^*}{T_2^*} = 1 + \frac{\pi_{cL}^{\frac{\gamma}{\gamma}} - 1}{\eta_{cL}}$$

故

$$\eta_c = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{\pi_{cL}^{\frac{\gamma}{\gamma}} - 1}{\eta_{cL}} + (1 + \frac{\pi_{cL}^{\frac{\gamma}{\gamma}} - 1}{\eta_{cL}}) \cdot \frac{\pi_{cH}^{\frac{\gamma}{\gamma}} - 1}{\eta_{cH}}} \quad (3-20)$$

可以证明，多级压气机的效率一般要比各单级压气机的级效率（或各级的平均级效率）低。

#### (4) 压气机流量与功率

##### ① 压气机流量

通过压气机的空气流量通常由压气机进口截面的参数来进行计算，用气动函数表示的空气流量计算式为

$$W_a = K_m \frac{p_2^*}{\sqrt{T_2^*}} A_2 q(\lambda_2) \quad (3-21)$$

式中， $p_2^*$ 、 $T_2^*$ 、 $A_2$ 、 $q(\lambda_2)$  分别为压气机进口截面上的总压、总温、截面面积和相对密流。

##### ② 压气机功率

压气机在单位时间内加给流过压气机的全部空气的总功，称为压气机功率。用符号  $P_c$  表示，单位为 J/s。即

$$P_c = W_a \cdot l_c \quad (3-22)$$