

## 第五章 涡轮的工作原理与特性

### 第一讲 涡轮的工作原理与特性

在燃气涡轮发动机中，压气机和涡轮都是与气流进行能量交换的叶轮机械，这就决定了它们的组成和工作情形有相似之处，而且它们的关系很密切，因为前者是由后者来带动的。相同的是它们都是由很多的旋转叶片和静止叶片所组成，所以又把它们叫做叶片机。但是，涡轮和压气机与气流间的能量交换在程序上恰恰相反。压气机是对气体作功的部件，而涡轮则是燃气在其中膨胀作功，向外输出功率的部件。当压气机（包括风扇）和涡轮平衡运转时，涡轮输出的功率除了克服轴的摩擦和带动附件外，全部为压气机（风扇）所接收。

与压气机相类似，涡轮也可分为轴流式和径流式两类。现代涡扇（涡喷）发动机基本上都采用轴流式涡轮，所以本章分析轴流式涡轮的工作原理和特性。

#### 5.1 涡轮的工作原理

燃气涡轮发动机中的轴流式涡轮通常是多级涡轮（但涡轮的级数比压气机的级数要少得多）。每一级涡轮由一个静止的导向器（或称为喷嘴环）和一个旋转的工作叶轮组成，如图 5-1 所示。与压气机的级不同的是，涡轮的导向器（静子）在前，而工作叶轮（动叶或转子）在后。在涡扇发动机和双转子涡喷发动机中，涡轮又分为高压涡轮和低压涡轮，分别通过不同的轴与高、低压压气机（风扇）相联接，两者之间没有机械上的联系，各自以不同的转速旋转。高压涡轮和低压涡轮可以是单级的，也可以是多级的，但就整台发动机而言，其涡轮是多级的（包括高、低压涡轮）。图 5-2 表示的是某型涡扇发动机的涡轮结构简图，由两级涡轮组成。

与多级压气机的分析研究方法相类似，对于多级涡轮也采取逐步分解的方法来研究，即把多级涡轮分解为若干个级，再把级分解为许多半径不同的基元级。下面先研究涡轮基元级的工作原理。

##### 5.1.1 基元级的工作原理

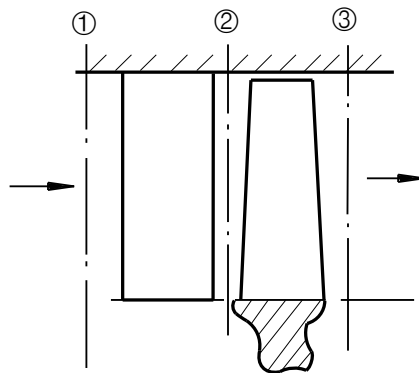


图 5-1 涡轮的级

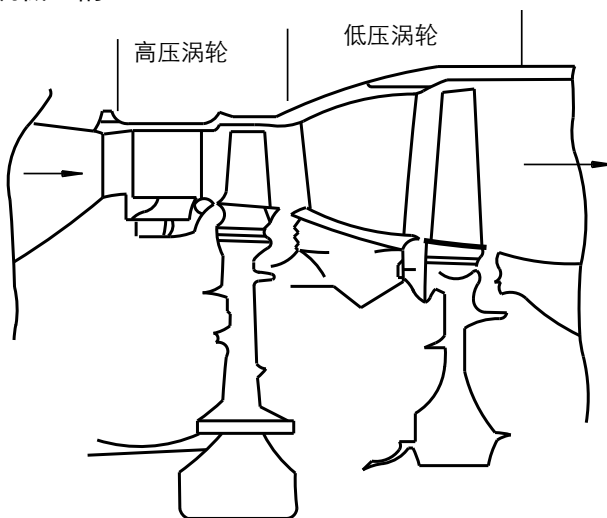


图 5-2 某型涡扇发动机的涡轮结构简图

涡轮的基元级的获取与压气机基元级的获取方法相同，即用两把与涡轮同轴、半径分别为  $r$  和  $r + dr$  的圆柱刀去截涡轮，得到一个涡轮基元级，即环形叶栅，再将其展开成平面基元级叶栅，如图 5-3 所示，包括静叶叶栅和动叶叶栅。各截面分别用符号①、②、③表示。

#### 5.1.1.1 燃气在基元级中的流动情形

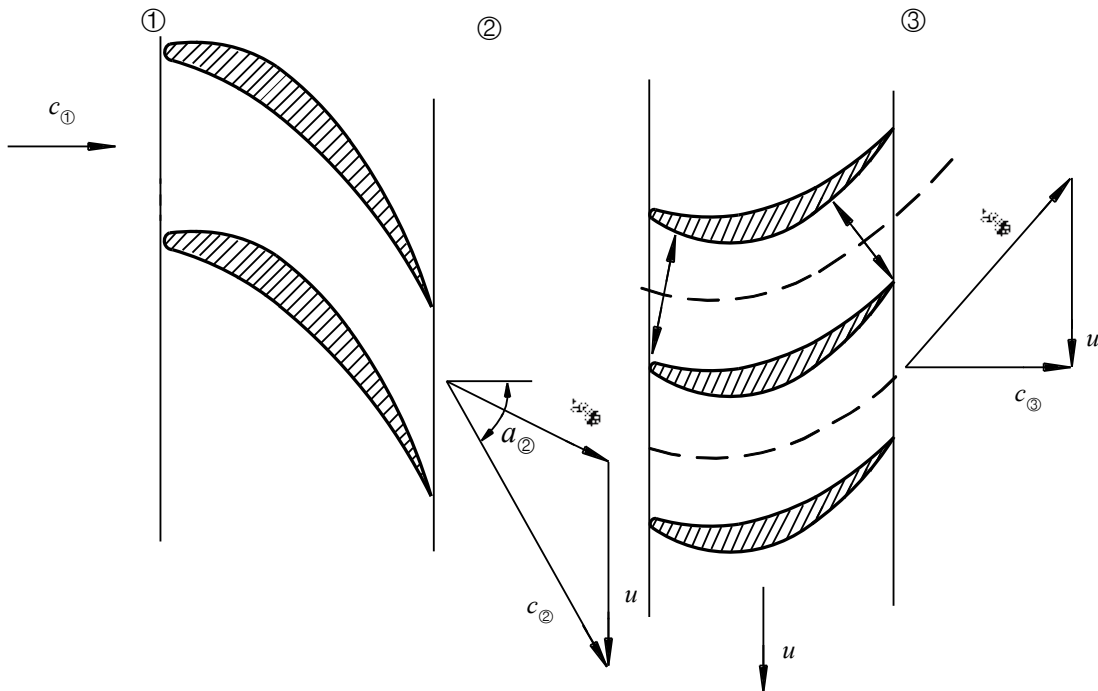


图 5-3 涡轮的基元级

为了使燃气能在涡轮中膨胀加速，涡轮导向器和工作叶轮的叶片所组成的通道都是收敛形的，即气流通道的收敛形，如图 5-3 所示。

工作时，从燃烧室流出的高温、高压燃气，沿轴向 ( $\alpha_1 = 0^\circ$ ) 流入导向器，燃气速度比较低， $M$  数小于 1。由图 5-3 可知，导向器的叶栅通道是一个斜切口管道，燃气流经导向器叶栅的收敛形通道后，气流膨胀加速，压力、温度下降，且气流方向相对于转动轴轴线由正变斜，出口气流角为  $\alpha_2$ 。燃气在导向器中的速度增加程度由燃气的压力比 ( $p_1^*/p_2$ ) 决定，当燃气的压力比小于临界压力比时，导向器出口为亚音速气流，方向基本上沿着导向器出口的中心线；而当燃气的膨胀能力比较大（即燃气的压力比大于临界压力

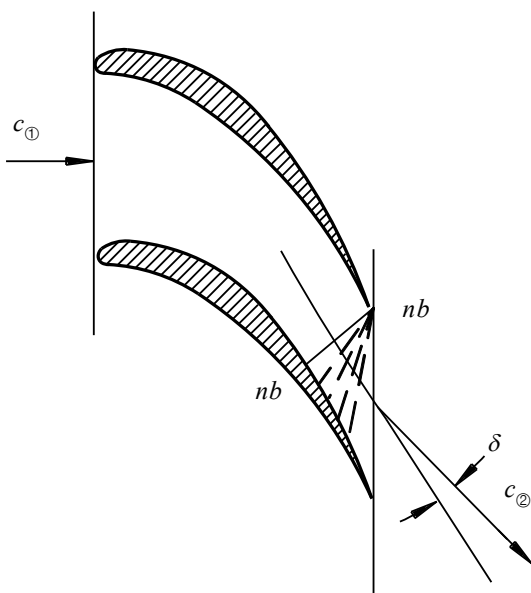


图 5-4 导向器收敛段处于超临界状态时的流动情形

比)时, 导向器的收敛段处于超临界状态, 燃气经导向器可以膨胀加速至超音速气流, 且出口气流方向也发生转折, 如图 5-4 所示。

燃气流向导向器后, 以绝对速度  $c_{②}$  流向动叶叶栅, 由于动叶叶栅是以圆周速度  $u$  运动的, 所以燃气以相对速度  $w_{②}$  流入动叶叶栅通道, 如图 5-3 所示。由于动叶叶栅通道也是收敛形的, 燃气在其中再一次膨胀加速, 且速度方向也发生转折, 以相对速度  $w_{③}$  流出动叶叶栅。考虑到动叶叶栅的牵连速度  $u$ , 燃气流出动叶叶栅的绝对气流速度为  $c_{③}$ , 一般  $c_{③}$  的方向接近轴向。

### 5.1.1.2 基元级的速度三角形

与研究压气机基元级的速度变化一样, 将动叶叶栅进、出口的气流速度三角形画在一起, 就可得到涡轮基元级的速度三角形, 如图 5-5 所示。在压气机中, 由于一级的增压比很小, 可以近似认为气流的轴向分速变化不大, 但是在涡轮中, 一级的落压比却很大, 使气流参数变化很大, 不能再认为  $c_{②a} \approx c_{③a}$ , 否则会导致较大的误差。根据目前的设计经验, 两者之比为 0.75~0.85。由此可知, 决定涡轮基元级速度三角形的量不再是四个, 而是五个, 即  $c_{②a}$ 、 $c_{②u}$ 、 $u$ 、 $\Delta w_u$  和  $c_{③a}$  (或  $c_{②a}/c_{③a}$ )。

由图 5-5 可见, 燃气的扭速  $\Delta w_u$  为

$$\Delta w_u = w_{③u} + w_{②u} = c_{②u} + c_{③u} = \Delta c_u$$

可见, 涡轮基元级中燃气的扭速要比压气机基元级中气流的扭速大得多。

### 5.1.1.3 燃气膨胀做功原理

由图 5-3 可知, 从涡轮导向器流出来的高速气流冲击在动叶叶栅上时, 就会产生很大的气动压力作用在动叶上。与压气机类似, 也是叶盆上的静压比叶背上的大得多。于是, 叶盆和叶背的压差形成了巨大的推动力, 其方向由叶盆指向叶背, 推动涡轮动叶 (工作叶轮) 做功。

与压气机中基元级功的推导相类似, 燃气经过涡轮基元级后气流在周向方向上有很大的动量变化, 由动量矩方程可知, 每 kg 燃气对工作叶轮所作的轮缘功  $l_u$  为

$$l_u = u \cdot \Delta c_u = u \cdot \Delta w_u \quad (5-1)$$

由速度三角形 (图 5-5) 可见, 涡轮基元级的  $\Delta w_u$  要比压气机基元级的扭速大得多, 因此, 由式 (5-1) 可知, 燃气在涡轮基元级中所作的功比压气机基元级对流过它的气流所作的功要大得多。所以, 在同一台燃气涡轮发动机中, 涡轮的级数要比压气机的级数少得多。

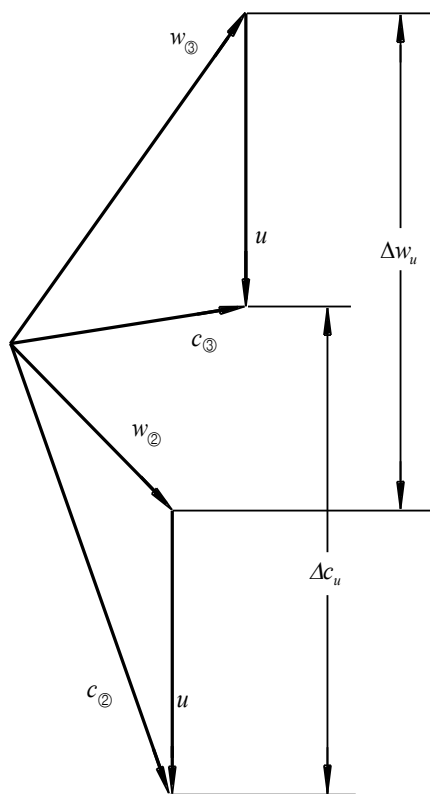


图 5-5 涡轮基元级的速度三角形

转速大小反映的是气流通过叶栅时转折角的大小。那么，为什么燃气在涡轮叶栅中可以转折很大的角度，而在压气机叶栅中气流的转折却较小呢？这是因为，在压气机叶栅中，通道是扩散形的，气流作减速扩压流动，存在着逆压梯度，附面层内的一部分气体微团的动能不足以反抗高的反压而容易发生分离，这是损失增加和产生不稳定工作的重要原因，因而在压气机叶栅中不允许静压提高得太多，气流转折角不能太大，即叶型弯曲角不能过大。在涡轮叶栅中则相反，通道是收敛形的，燃气在其中作加速降压流动，存在着顺压梯度，附面层中的气体微团不容易分离，所以气流在涡轮叶栅中可以有较大的转折角。同时，涡轮中燃气的速度值要比压气机中的气流速度大，但由于涡轮中燃气的温度比压气机中空气的温度高得多，其当地的音速也高得多，因此当气流  $M$  数保持在合适的范围内时，速度值高对增加燃气作功是有利的。目前，流量大的一级涡轮能发出 1~2 万 kw 的功率，而压气机要把这些功率吸收过来，一般需要 7~8 级，甚至更多级。

#### 5.1.1.4 基元级的反力度

在涡轮基元级中，燃气流过导向器和动叶都是膨胀加速，这就存在着在两者中膨胀加速所占比例的问题。与压气机中的反力度概念类似，在涡轮中也使用反力度概念来描述燃气在导向器和动叶中膨胀加速的比例关系。燃气在动叶叶栅中的相对动能变化为  $\frac{w_3^2 - w_2^2}{2}$ ，基元级总膨胀功为  $l_u$ ，则反力度  $\Omega_T$  可表示为

$$\Omega_T = \frac{\frac{1}{2}(w_3^2 - w_2^2)}{l_u} \quad (5-2)$$

引入反力度  $\Omega_T$  以后，就可以通过它的大小来了解燃气在动叶中的膨胀情况。例如，当  $\Omega_T = 0$  时，由式 (5-2) 可知，燃气的膨胀加速全部在导向器中完成，在动叶中不进行膨胀，这时动叶叶栅通道只起导向作用，进、出口截面积相等，动叶的转动完全靠导向器中流出的高速燃气对它的冲击，所以这种涡轮又称为“冲击式”涡轮。这种涡轮作功能力大，而且由于燃气在导向器中膨胀程度很大，温度降低很多，改善了动叶的工作条件。“冲击式”涡轮在汽轮机中曾得到广泛应用，但在航空燃气涡轮发动机中应用较少。主要原因是这种涡轮在动叶中没有气流的膨胀加速，在动叶叶栅通道不存在顺压梯度，因而气流易于分离，效率偏低。目前，航空发动机上采用的是反力度不等于零的反应式（或反力式）涡轮，平均半径处的  $\Omega_T = 0.2 \sim 0.3$ 。

#### 5.1.1.5 涡轮基元级中的流动损失

与压气机基元级相似，涡轮基元级的流动损失（即叶型损失）也包括以下几部分：

- (1) 附面层内的摩擦损失。
- (2) 尾迹损失及尾迹和主流的掺混损失。

在涡轮叶栅中的流动过程中，由于气流是有粘性的，所以沿叶型叶背和叶盆都有附面层存在，而且叶片尾缘厚度较大，因此，与压气机叶栅中一样，在尾缘后存在着尾迹流，也有尾迹与主流的掺混损失。

### (3) 附面层中的气流分离损失。

尽管在涡轮基元级叶栅中总的来说是膨胀加速流动，沿叶型的大部分区域存在着顺压梯度。但是在部分区域如叶背的后部仍有可能出现逆压梯度，尤其是局部区域有激波出现时，在激波和叶型相交处就有很大的静压升高（即逆压梯度），激波与附面层干扰，引起气流分离，使损失增大。

### (4) 激波损失。

与压气机叶栅相比，涡轮基元级叶栅中附面层薄，气流不易分离，损失相对较小，因而效率较高。此外，由于在涡轮叶栅中存在顺压梯度，且进口气流  $M$  数较小（因为温度高，音速值大），以及叶型前缘比压气机叶型厚等原因，涡轮叶栅对气流冲角的变化不如压气机叶栅那样敏感，因而可以在较大的冲角变化范围而不致于使损失急剧增加。

## 5.1.2 涡轮级的工作原理

把沿叶高不同半径上的“基元级”叠合起来，就形成了涡轮“级”。与压气机级的工作相类似，涡轮级的工作与基元级相比也有一些特点。由于不同半径上的基元级的工作条件各不相同，因此涡轮的级也存在着扭向设计问题，也就是要合理地确定气流参数沿径向的分布规律。另外，在级的环境下，气流的流动损失也将有相当大的变化。

### 5.1.2.1 级空间的气流组织

与压气机级的扭转造型原理一样，涡轮级的造型也有各种规律，常见的有等环量分布规律、等  $\alpha_{\text{①}}$  分布规律、等  $\Omega_r$  分布规律、通用扭向规律等等。另外，还有基于三维流场计算的长叶片可控涡设计，规定环量沿叶片高度按一定规律变化，以获得反力度沿叶高方向的较缓慢变化。

### 5.1.2.2 级的流动损失

涡轮级中的流动损失有以下几种：

- (1) 叶型损失，即基元级中的流动损失。
- (2) 环壁附面层引起的摩擦和对涡等损失。
- (3) 潜流损失，如图 5-6 所示。
- (4) 漏气损失，如图 5-7 所示。

这与压气机中的情况不同，因为涡轮中动叶进口压力高于出口压力，气流可以从径向间隙中流过，如图 5-7 所示，这部分气流没有参与膨胀做功。

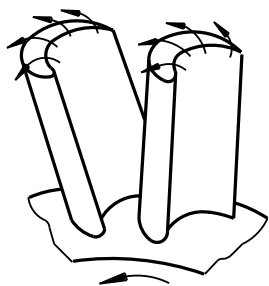


图 5-6 潜流损失

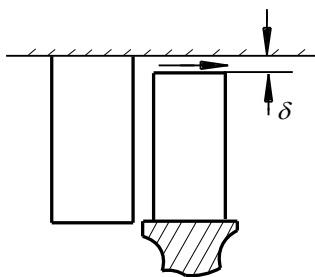


图 5-7 漏气损失

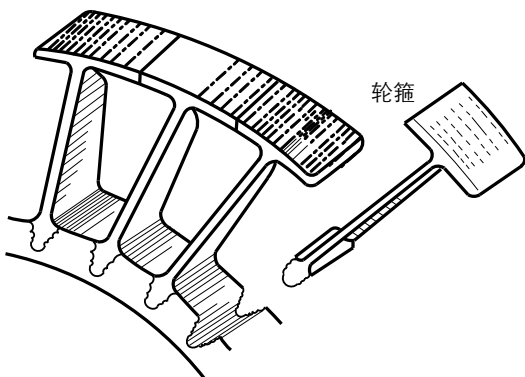


图 5-8 装有轮箍的工作叶轮叶片

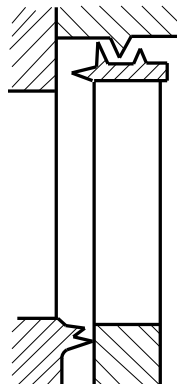


图 5-9 装有封严装置的工作叶轮

同样，在涡轮中把除第一项叶型损失以外损失统称为“二次损失”。为了提高涡轮效率，就是提高每 1 kg 燃气所作的涡轮功，应设法减少叶型损失和二次损失。在减少二次损失方面，前采取的措施有安装轮箍，如图 5-8 所示，以减少潜流损失；安装封严装置（又称迷宫），以减少漏气损失，如图 5-9 所示。

同压气机中一样，涡轮的径向间隙对气流涡轮中的流动状况和涡轮效率也有很大的影响。轮是热端部件，在发动机的工作过程中涡轮叶机匣等部件的温度和受力变化较大，因此部件变形程度由于受力和温度的不同而不同，所以向间隙也就随之变化。为了保证涡轮具有较小径向间隙，提高涡轮效率，应使涡轮径向间隙发动机状态的变化而保持为最小值，也就是应用涡轮径向间隙主动控制技术。为了简化结构，有的发动机上采用了涡轮机匣冷却的准主动间隙控制，即是根据发动机的工作状态，通过断流活门的开或关来控制冷却涡轮机匣的冷却空气流量，所以冷却空气流量的控制只有两个状态。

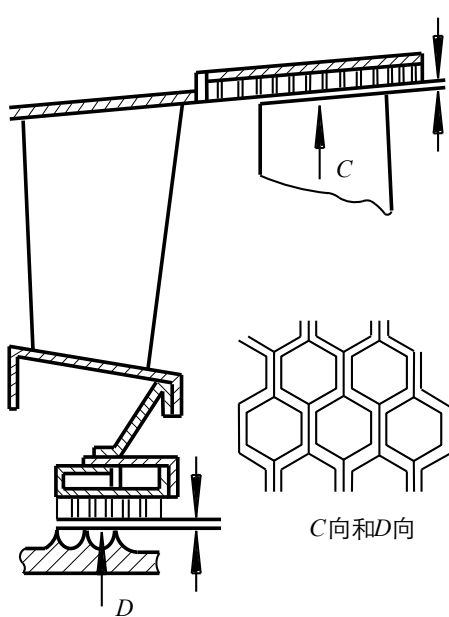


图 5-10 涡轮中采用蜂窝密封的简图

的也少目减减在涡轮的径的随采

除了径向间隙主动控制之外，目前广泛采用的还有蜂窝密封装置，如图 5-10 所示。

### 5.1.2.3 涡轮级的主要性能参数

#### (1) 涡轮落压比

涡轮落压比为涡轮级进口的气流总压  $p_{①}^*$  与出口的气流总压  $p_{③}^*$  的比值，用  $\pi_{T,st}$  表示。  
即

$$\pi_{T,st} = \frac{p_{①}^*}{p_{③}^*} \quad (5-3)$$

#### (2) 涡轮功

##### ① 轮缘功

1kg 燃气对工作叶轮叶片所作的功称为级的轮缘功，用  $l_{u,st}$  表示。由能量方程可得

$$l_{u,st} = i_{①}^* - i_{③}^* = c_p' (T_{①}^* - T_{③}^*) \quad (5-4)$$

##### ② 等熵膨胀功

1kg 燃气在涡轮级中绝热等熵膨胀所作的功为等熵膨胀功（或理想绝热膨胀功），用  $l_{T,st,ad}$  表示。由能量方程可得

$$l_{T,st,ad} = i_{①}^* - i_{③ad}^* = c_p' (T_{①}^* - T_{③ad}^*) \quad (5-5)$$

式中， $i_{③ad}^*$ 、 $T_{③ad}^*$  分别为等熵膨胀过程中涡轮出口的总焓和总温。

由等熵过程参数间关系可知

$$\frac{T_{①}^*}{T^*} = \pi_{T,st}^{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}$$

并注意到  $c_p' = \frac{\gamma'}{\gamma'-1} R'$ ，则式 (5-5) 可写成

$$l_{T,st,ad} = \frac{\gamma'}{\gamma'-1} R' T_{①}^* \left( 1 - \frac{1}{\pi_{T,st}^{\frac{\gamma'}{\gamma'-1}}} \right) \quad (5-6)$$

##### ③ 涡轮功

轮缘功还不是涡轮轴上实际输出的功，由于存在轮盘摩擦和机械损失，涡轮轴上实际输出的功要小于轮缘功。一般情况下，因为轮盘摩擦和机械损失很小，可以忽略不计，因此，涡轮功就近似等于轮缘功，用  $l_{T,st}$  表示。

$$l_{T,st} = l_{u,st} = c_p' (T_{①}^* - T_{③}^*) \quad (5-7)$$

#### (3) 涡轮效率

在涡轮进口总温相同、落压比相同的条件下，1kg 燃气所作的涡轮功与等熵膨胀功的比值，叫做涡轮效率，用  $\eta_{T,st}$  表示。即

$$\eta_{T,st} = \frac{l_{T,st}}{l_{T,st,ad}} \quad (5-8)$$

将式 (5-6)、(5-7) 代入上式可得

$$\eta_{T,st} = \frac{1 - T_{\textcircled{3}}^*/T_{\textcircled{1}}^*}{1 - \frac{1}{\pi_{T,st}^{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}}} \quad (5-9)$$

引入涡轮效率的概念后，涡轮功又可写为

$$l_{T,st} = \frac{\gamma'}{\gamma'-1} R T_{\textcircled{1}}^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{T,st}^{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}}\right) \cdot \eta_{T,st} \quad (5-10)$$

#### (4) 涡轮功率

##### ① 通过涡轮的燃气流量

通过涡轮的燃气流量一般用涡轮导向器最小截面处的参数进行计算（如图 5-4 中的 “nb—nb” 截面），因为该截面在发动机工作中常处于临界状态，成为控制燃气流量的截面。由计算燃气流量的公式可知

$$W_g = K'_m \frac{p_{nb}^*}{\sqrt{T^*}} A_{nb} \sigma_{nb} q(\lambda_{nb})$$

式中， $T_{nb}^*$ 、 $p_{nb}^*$  为该截面处的平均总温和总压。若忽略气体的散热等热交换，可认为燃气在导向器中的流动为绝热流动过程，所以  $T_{nb}^* = T_{\textcircled{1}}^*$ ，引入导向器的总压恢复系数  $\sigma_{nb}$  后，有  $p_{nb}^* = \sigma_{nb} p_{\textcircled{1}}^*$ ，则常用的燃气流量计算公式为

$$W_g = K'_m \frac{p_{\textcircled{1}}^*}{\sqrt{T^*}} A_{nb} \sigma_{nb} q(\lambda_{nb}) \quad (5-11)$$

当导向器为临界或超临界状态时， $q(\lambda_{nb}) = 1$ 。

##### ② 涡轮功率

单位时间内涡轮轴上输出的功，称为涡轮功率，用符号  $P_{T,st}$  表示。

$$P_{T,st} = W_g \cdot l_{T,st} \quad (5-12)$$

### 5.1.3 多级涡轮的工作原理



当压气机的增压比在 6 以下时，一般用单级涡轮就已足以带动压气机。随着高增压比（目前已达 30，甚至更高）和大流量发动机的出现，涡轮已逐渐向多级发展。在涡扇发动机和双转子涡喷发动机中，涡轮都是多级的。在单转子涡喷发动机中，由于压气机的增压比较高，需要的功率较大，所以一般也采用多级涡轮，以避免在单级涡轮中速度变化过大而导致较大的流动损失。

### 5.1.3.1 多级涡轮的流程形式

与多级压气机的流程形式相反，多级涡轮的流程形式是环形通道面积逐级增大，如图 5-11 所示。这是因为燃气流入涡轮后，由于膨胀加速，燃气的压力逐级降低，燃气密度也逐级减小，根据流量连续原理，如果涡轮进、出口环形面积保持不变，由于出口处燃气密度比进口处小得多，出口轴向速度必然要增大很多。出口轴向速度太大，一方面会使涡轮功减小，另一方面对加力燃烧室工作不利，所以多级涡轮的环形通道面积应逐渐增大。流程形式有等外径、等内径和等平均直径三种，如图 5-11 所示。与多级压气机相比较，多级涡轮的级数少，因而流程环形面积的变化比较大，流程扩张角  $\gamma_t$  和  $\gamma_h$  较大。流程扩张角过大，会引起环壁附面层分离，降低涡轮效率，故一般流程扩张角不超过  $15^\circ - 18^\circ$ 。

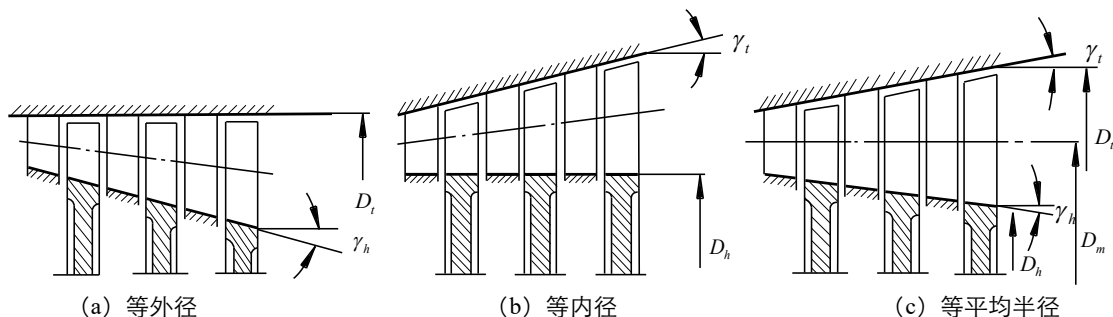


图 5-11 多级涡轮流程形式

目前在实际发动机中，涡轮流程形式往往不是简单的等内径、等外径或等平均直径的几何形状，而是按一定规则变化的几何形状，如广泛采用的有折衷方案（内径、外径、中径都不是常数）和组合方案（如前几级用等平均半径、后几级用等外经）。这是因为在涡轮设计时，有时需要通过流程的几何形状来控制气流参数，有时由于结构方面的原因，也需要调整通道几何形状。具体采用哪一种流程形式，所考虑的因素应是多方面的。

### 5.1.3.2 多级涡轮功的分配特点

各级涡轮功的分配一般从涡轮效率、强度等方面考虑。在接近等平均直径流程形式的情况下，各级功一般按前多后少的原则进行分配。当分配给前面级的功较大时，在反力度一定条件下，气流在前面级的膨胀，将使第一级工作叶轮和后面级工作叶轮的周速普遍降低，这样可以延长发动机寿命，或者可以降低对涡轮叶片材料的要求，或者可以允许涡轮有更高的进口温度，从而改善整台发动机的性能。此外，后面级功分配得少，也有利于实现出口气流沿轴向流动。这种功分配原则的缺点是：第一级涡轮叶片短，二次损失大，因此，对提高第一级涡轮效率不利。但考虑到第一级的损失，可以在后面级中得到部分补偿，因而这种涡轮功分配原则还是可取的。对于小流量发动机，这一缺点比较突出，因为这种发动机的涡轮叶片很短，二次损失就成为一个主要问题，考虑到这种发动机的涡轮叶片强度问题不大，就

应该把较多的功分配到中间各级。对于等内径通道的多级涡轮，涡轮平均半径圆周速度逐级增高，后面级涡轮作功能力强，也可采用前少后多的涡轮功分配原则。

### 5.1.3.3 多级涡轮的主要性能参数

在实际发动机中，多级涡轮位于 4—5 截面之间。因此，涡轮进口截面为 “4—4” 截面，出口截面为 “5—5” 截面。对于双转子多级涡轮，高压涡轮出口截面（也即是低压涡轮进口截面）定义为 “4B—4B” 截面，如图 1-9 和图 1-10 所示。

#### (1) 涡轮落压比

多级涡轮落压比为进、出口气流的总压之比，用  $\pi_T$  表示。即

$$\pi_T = \frac{p_4^*}{p_5^*} \quad (5-13)$$

对于双转子多级涡轮，其高、低压涡轮落压比分别为

$$\pi_{TH} = \frac{p_4^*}{p_{4B}^*} \quad (5-13a)$$

$$\pi_{TL} = \frac{p_{4B}^*}{p_5^*} \quad (5-13b)$$

且

$$\pi_T = \pi_{TL} \cdot \pi_{TH} \quad (5-13c)$$

#### (2) 涡轮功

##### ① 等熵膨胀功

1kg 燃气在多级涡轮中绝热等熵膨胀时所作的功称为等熵膨胀功，用  $l_{Tad}$  来表示。所以有

$$l_{Tad} = \frac{\gamma' - 1}{\gamma' - 1} R' T_4^* \left( 1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\gamma' - 1}{\gamma'}}} \right) \quad (5-14)$$

##### ② 涡轮功

1kg 燃气在多级涡轮中绝热膨胀时实际所作的功称为涡轮功，用  $l_T$  表示。则有

$$l_T = i_4^* - i_5^* = c_p' (T_4^* - T_5^*) \quad (5-15)$$

#### (3) 涡轮效率

涡轮效率为在相同进口条件和落压比条件下燃气在多级涡轮中膨胀所作的实际功与等熵膨胀所作的功之比值，用  $\eta_T$  来表示。即

$$\eta_T = l_T / l_{Tad} \quad (5-16)$$

将式 (5-14) 和式(5-15)代入式 (5-16) ， 得

$$\eta_T = \frac{1 - \frac{T_5^*}{T_4^*}}{1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}}} \quad (5-17)$$

对于双转子多级涡轮，其高、低压涡轮效率分别为

$$\eta_{TH} = \frac{l_{TH}}{l_{THad}} = \frac{1 - \frac{T_{4B}^*}{T_4^*}}{1 - \frac{1}{\pi_{TH}^{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}}} \quad (5-17a)$$

$$\eta_{TL} = \frac{l_{TL}}{l_{TLad}} = \frac{1 - \frac{T_5^*}{T_{4B}^*}}{1 - \frac{1}{\pi_{TL}^{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}}} \quad (5-17b)$$

同多级压气机相类似，多级涡轮效率  $\eta_T$  与各级涡轮效率  $\eta_{T,st}$ （或  $\eta_{TL}$ 、 $\eta_{TH}$ ）之间的关系比较复杂，要依据具体情况而定。

用  $\eta_T$  表示的涡轮功计算公式如下

$$l_T = \frac{\gamma'}{\gamma' - 1} R' T_4^* \left( 1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}} \right) \eta_T \quad (5-18)$$

同理，对于高、低压涡轮，有

$$l_{TH} = \frac{\gamma'}{\gamma' - 1} R' T_4^* \left( 1 - \frac{1}{\pi_{TH}^{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}} \right) \eta_{TH} \quad (5-18a)$$

$$l_{TL} = \frac{\gamma'}{\gamma' - 1} R' T_{4B}^* \left( 1 - \frac{1}{\pi_{TL}^{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}} \right) \eta_{TL} \quad (5-18b)$$

#### (4) 涡轮功率

单位时间内多级涡轮在涡轮轴上输出的功，称为涡轮功率，用  $P_T$  表示。

$$P_T = W_g \cdot l_T \quad (5-19)$$

其中，燃气流量  $W_g$  一般由第一级涡轮导向器最小截面处的参数确定，因为一般情况下第一级涡轮导向器的最小截面处最先达到临界状态，成为控制燃气流量的截面。即

$$W_g = K_m' \frac{p_4^*}{\sqrt{T_4^*}} \sigma_{nbl} A_{nbl} q(\lambda_{nbl}) \quad (5-20)$$

## 5.2 涡轮的特性

在实际使用中，涡轮常常会处在非设计工作状态下工作。与压气机的工作相类似，为全面研究燃气在涡轮中的流动状况及参数的变化，必须研究涡轮的特性，即在非设计工作状态下，表征涡轮性能的基本参数随着决定涡轮工作状态参数的变化规律。

由 3.2 可知，表征压气机工作状态的参数有转速  $n$ 、空气流量  $W_a$  和进口条件  $p_2^*$ 、 $T_2^*$ 。相应地，决定涡轮工作状态的参数也应是转速  $n$ 、燃气流量  $W_g$ 、进口条件  $T_4^*$ 、 $p_4^*$ ，但是在涡轮的工作中有其特殊性。如当燃气的膨胀达到一定程度时，涡轮导向器会出现临界或超临界状态，即其导向器最小截面成为临界界面（或在工作叶轮中形成临界界面），则在进口条件一定时，燃气流量  $W_g$  将不受涡轮后反压的影响，这样  $W_g$  就不能反映涡轮状态的变化。因此，在研究涡轮特性时，一般常用转速  $n$ 、进口条件  $T_4^*$ 、 $p_4^*$  以及涡轮后反压  $p_5$ （或  $p_5^*$ ）来表示涡轮的工作状态，也称为涡轮的工作状态参数。

同压气机特性类似，涡轮特性的获得主要靠涡轮试验来完成。有关涡轮特性的试验问题可参考有关资料。

为了使涡轮特性的应用范围更加广泛，应用更加方便，同压气机特性一样，也需要将相似理轮应用于涡轮特性的研究之中，得到涡轮的通用特性。

### 5.2.1 涡轮的通用特性

#### 5.2.1.1 涡轮工作状态相似准则

同压气机中的流动状态相似一样，涡轮中的流动相似，也应满足几何相似、运动相似和动力相似的条件。在略去绝热指数  $\gamma$  影响的条件下，动力相似归结为对应点上的  $M$  数和  $Re$  数分别相等。

燃气在涡轮叶栅中流动时，雷诺数  $Re$  对气流流动相似性的影响实际上只是在  $Re < 3.5 \times 10^4$  时才显著，而航空燃气涡轮发动机中的涡轮，其  $Re$  数常常超过上述数值，因此，在大部分情况下，可以忽略  $Re$  数的影响。这样，流场相似条件可归结为  $M$  数相等。也就是说，不管  $n$ 、 $p_4^*$ 、 $T_4^*$  以及  $p_5$  的绝对值如何改变，只要  $M$  数相等，这些工作状态都是相似的。

关于  $M$  数相等，也即  $M_a$  和  $M_u$  分别对应相等，而  $M_a$  等价于参数  $\frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4^*}$ ， $M_u$  等价于  $n/\sqrt{T_4^*}$ 。那么在涡轮的工作条件下，是否也可以应用在压气机分析中所得到的结论（即

以进口截面的  $M$  数相等，或是相似参数  $\frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4^*}$ 、 $n/\sqrt{T_4^*}$  分别相等）来作为整个涡轮的相似准则呢？

对于几何相似的涡轮，当导向器处于亚临界状态时，显然由  $\frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4^*}$  相等和  $n/\sqrt{T_4^*}$  相等，可以推知其后各截面的  $M$  数相等，即其流动动态是相似的，因而  $\frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4^*}$  相等和  $n/\sqrt{T_4^*}$  相等可以作为涡轮工作状态相似的准则。

但是当涡轮导向器处于临界或超临界工作状态时，导向器最小截面处形成了临界截面，在这种情况下，导向器进口的  $M$  数虽然保持不变（即  $\frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4^*}$  保持不变），而出口  $M$  数的大小和方向都会因涡轮后反压  $p_5$ （或  $p_5^*$ ）改变而变化，也就是说，即使在  $\frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4^*}$  和  $n/\sqrt{T_4^*}$  均保持不变的前提下，也可以造成动叶进口相似条件无法满足，涡轮的流动状态不能保持相似。因此， $\frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4^*}$  相等就失去了相似准则的意义，有必要采用另一个相似参数来代替，一般常用涡轮落压比  $\pi_T$ （或  $p_4^*/p_5$ ）来作为相似准则。实际上  $\pi_T$  同样也适用于涡轮导向器为亚临界的情况。

综上所述，涡轮工作状态相似的准则是：对于几何相似的涡轮，保持  $\pi_T$ （或  $p_4^*/p_5$ ）和  $n/\sqrt{T_4^*}$  分别相等。

#### 5.2.1.2 涡轮的通用特性

涡轮通用特性的表示一般是以参数  $\eta_T$ 、 $\frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4^*}$  等作为因变量，而把  $n/\sqrt{T_4^*}$ 、 $\pi_T$  作为自变量，其函数关系为

$$\left. \begin{aligned} \frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4^*} &= f_1\left(\frac{n}{\sqrt{T_4^*}}, \pi_T\right) \\ \eta_T &= f_2\left(\frac{n}{\sqrt{T_4^*}}, \pi_T\right) \end{aligned} \right\} \quad (5-21)$$

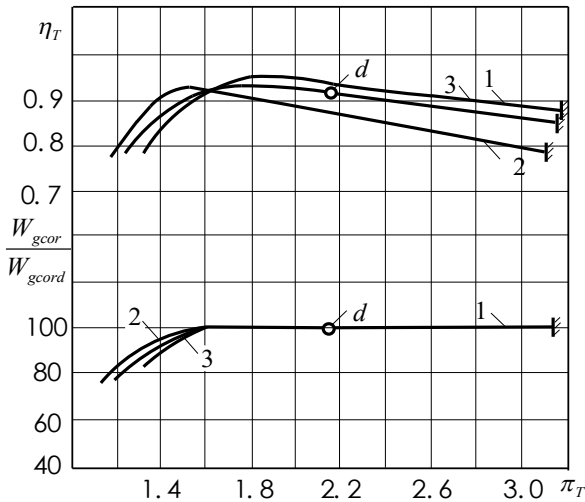
依据此函数关系绘制的涡轮特性就是涡轮的通用特性。

### 5.2.2 单级涡轮特性和多级涡轮特性

### 5.2.2.1 单级涡轮特性

单级涡轮特性如图 5-12 所示。先分析当  $n/\sqrt{T_4^*}$  值不变（例如为设计值）时， $\pi_T$  对涡轮性能参数的影响。随着  $\pi_T$  的增大，涡轮导向器中的压力降也相应增大，使得导向器出口流速增大， $\frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4}$  增大。当  $\pi_T$  增大一定程度后，涡轮导向器处于临界状态（或者是工作叶轮叶栅中的气流达到临界状态）， $\pi_T$  再增大并不能使  $\frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4}$  发生变化，所以  $\frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4}$  保持不变。

$\pi_T$  改变对  $\eta_T$  的影响主要是由于速度三角形和冲角的变化而引起的。如图 5-13 所示，当  $\pi_T = \pi_{Td}$  时，动叶叶栅进口的速度三角形如图中实线所示，此时冲角  $i \approx 0$ ， $\eta_T$  较高。当  $\pi_T$  增大时，涡轮导向器出口气流速度  $c_2$  增大，速度三角形如图中点划线所示，气流冲角增大，气流在叶背易产生局部分离区，当  $i > 12^\circ - 15^\circ$  时，使  $\eta_T$  明显下降。当  $\pi_T < \pi_{Td}$  时，涡轮导向器出口流速减小，速度三角形如图中虚线所示，气流冲角  $i$  变为负值。若  $i$  减小过多，会使气流在叶盆产生分离。实验表明， $i < -20^\circ \sim -25^\circ$  以后才会导致  $\eta_T$  明显下降。所以当  $\pi_T$  小于设计值不多时，由于气流速度的降低使摩擦等损失减小， $\eta_T$  反而有所增加。



1— $n/\sqrt{T_4^*} = (n/\sqrt{T_4^*})_d$ ；2— $n/\sqrt{T_4^*} < (n/\sqrt{T_4^*})_d$ ；3— $n/\sqrt{T_4^*} > (n/\sqrt{T_4^*})_d$

图 5-12 单级涡轮特性

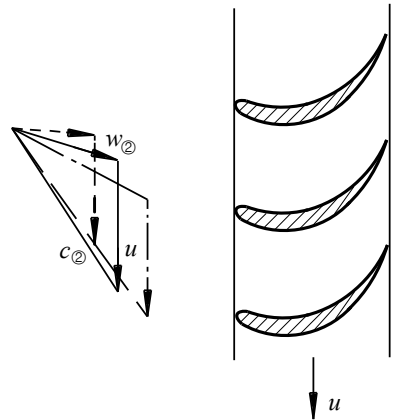


图 5-13  $\pi_T$  变化  $\eta_T$  影响示意图

下面再分析  $n/\sqrt{T_4^*}$  偏离设计值时，涡轮性能参数的变化情况。如图 5-12 所示，当  $n/\sqrt{T_4^*}$  减小时， $\eta_T = f(\pi_T)$  曲线左移，最高的效率值也有所降低。当导向器处于临界或超临界状态时， $n/\sqrt{T_4^*}$  变化对  $\frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4}$  没有影响。但当导向器处于亚临界状态时， $n/\sqrt{T_4^*}$

下降将使  $\frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4}$  增大。这是由于当  $\pi_T$  为常数时，降低  $n/\sqrt{T_4^*}$  意味着  $u/c_{\text{②}}$  下降，亦即  $\beta_{\text{②}}$  增大，而  $\beta_{\text{③}}$  为常数，这就是说，工作叶轮通道的收敛度  $\cos \beta_{\text{②}} / \cos \beta_{\text{③}}$  减小，相应地使工作叶轮中的压降减小，由于级的  $\pi_T$  不变，所以导向器中的压降增大，导向器出口气流速度增大，使得  $\frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4}$  增大。实际上  $n/\sqrt{T_4^*}$  对  $\frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4}$  的影响是很小的。

### 5.2.2.2 多级涡轮的特性

多级涡轮的特性和单级涡轮的特性相似。但是由于在多级的环境中，级与级之间是相互影响的，因此多级涡轮特性的变化有一些特点。

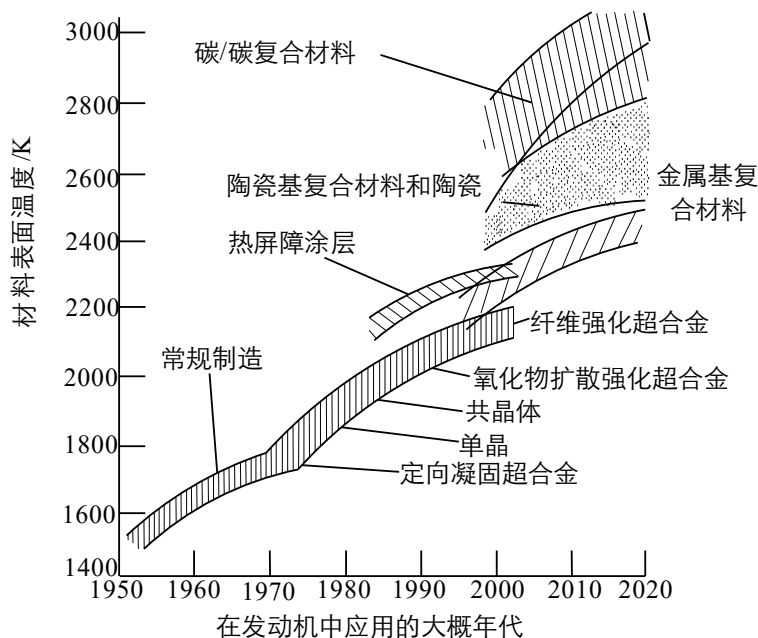
与多级压气机在非设计状态下的工作相类似，在多级涡轮中也存在着级在非设计状态下不协调的影响。当  $n/\sqrt{T_4^*}$  降低时，多级涡轮在非设计态下各级的工作变得不协调，流动损失变化量比单级的要大，因而其效率下降的程度要比单级的大。但需要指出的是，与多级压气机相比，在非设计状态下，多级涡轮效率的变化程度是比较小的，所以一般都可以认为当  $n/\sqrt{T_4^*}$  变化不大、 $\pi_T$  在一定范围内变化时，多级涡轮的效率近似不变。

与单级涡轮相比，在很宽的  $\pi_T$  变化范围内，多级涡轮的  $\frac{W_g \sqrt{T_4^*}}{p_4}$  都保持不变。

## 5.3 涡轮的冷却

衡量发动机的最重要的性能指标之一是发动机的推重比，提高发动机推重比的最有效手段之一是提高发动机的单位推力，而提高发动机单位推力的有效途径是提高涡轮的进口燃气温度  $T_4^*$ 。因此，先进的高性能涡轮部件总是和高  $T_4^*$  相联系的。目前，国外最新的航空发动机其涡轮进口燃气温度范围已高达 1811~2144K，为了保证涡轮部件在上述高温条件下长时间可靠地工作，其唯一途径就是发展并采用先进材料、工艺和冷却方法。由此可见，在发展高性能、高温涡轮部件中，材料、工艺和冷却占有特殊重要的地位。

很久以来，涡轮材料得到不断改进，从统计数据看，由于材料的改进使涡轮进口燃气温度每年约



15 5-14 涡轮叶片材料耐温趋势图

提高 10℃左右，特别是 20 世纪 80 年代以来，新材料、新工艺的采用，使涡轮进口燃气温度提高的速度增大。特别是随着金属基复合材料、陶瓷基复合材料和陶瓷以及碳/碳复合材料，以及先进涂层在涡轮中的采用，将较大地提高涡轮材料的耐温强度，图 5-14、图 5-15 分别表示的是涡轮叶片材料的耐温趋势和先进涂层的降温效果。

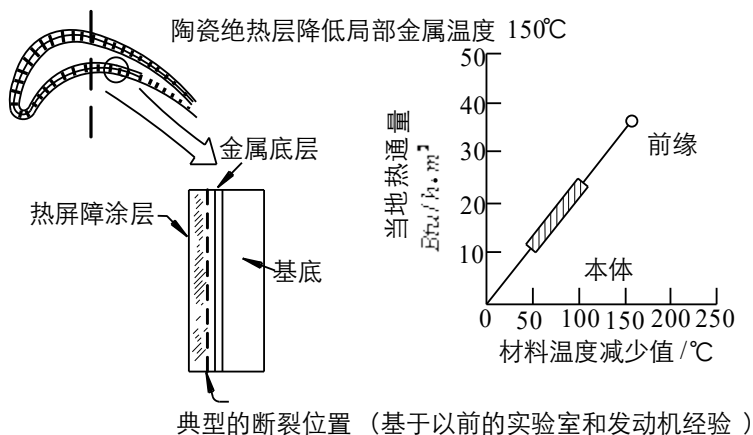


图 5-15 先进涂层及其降温效应图

然而，通过改进涡轮材料性能和采用新工艺来提高涡轮进口燃气温度是有限的，并且速度缓慢，毕竟从新材料、新工艺的研制到应用需要一个很长的周期。其实，冷却在提高涡轮进口燃气温度方面发挥着十分重要的作用，据统计，大约从 1960 年引入气冷涡轮后，涡轮进口燃气温度提高的幅度大大增加，平均每年约提高 20℃~30℃。

### 5.3.1 涡轮的冷却原理与结构

对于在高温环境和条件下工作的涡轮而言，利用冷却空气降低涡轮叶片温度的基本原理是充分利用冷却空气（温度较低）与涡轮基体内部的冲击、对流换热、与叶片外表面的对流换热以及冷却空气在叶片表面形成气膜隔绝燃气保护叶片，从而降低涡轮叶片的温度。常用的冷却方式有对流冷却、冲击冷却、气膜冷却和发散（汗）冷却，在一种涡轮冷却结构形式中常常是几种冷却方式的组合。

任何形式的涡轮冷却都必须使叶片上的热平衡能保证叶片的温度不超过金属材料的温度极限。目前，在航空燃气涡轮发动机中广泛采用的是开式冷却系统，即冷却空气从压气机中引出，对涡轮进行冷却后再排入涡轮通道的燃气中，图 5-16 给出的是这种冷却结构的示意图。这种冷却方案比较简单，结构上容易实现，缺点是引走了部分经过压气机压缩的空气，消耗了部分能量，而且随着发动机增压比和飞行速度

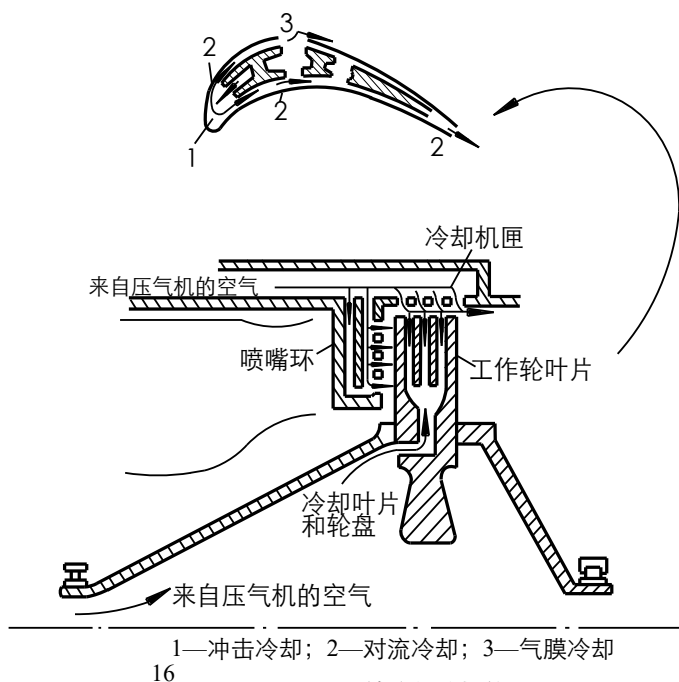


图 5-16 涡轮冷却结构简图



的增加，冷却空气本身温度增高，冷却效果变差。这种冷却系统常用的冷却形式有内部冷却和外部冷却两种。

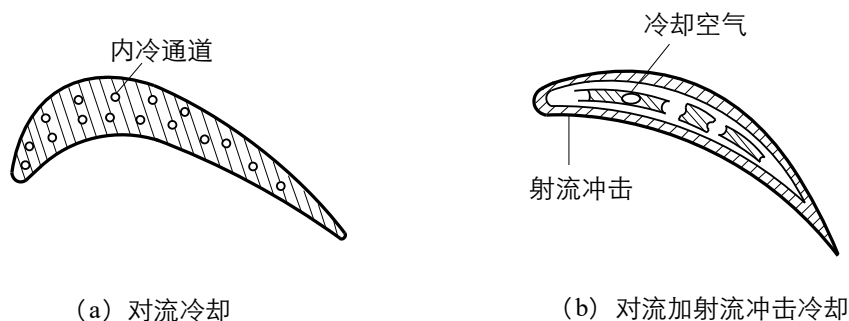


图 5-17 涡轮叶片内部冷却示意图

### (1) 内部冷却

涡轮叶片的内部冷却是通过冷却空气流过从叶根至叶尖的内部冷却通道进行的对流换热来实现的。内部冷却通道的横截面有圆形的和椭圆形的，它们分布于靠近叶片壁面的区域，如图 5-17 (a) 所示。叶片的冷却是靠传导和对流来实现的。

涡轮叶片还可以制成中空形式，它具有内部芯和冷却通道，如图 5-17 (b) 所示，冷却空气以射流形式喷入叶片的前缘区，然后转向后缘。叶片的冷却是靠射流冲击（靠近前缘）和对流热交换来实现的。除了这两种基本形式外，还有其他的结构形式。

### (2) 外部冷却

涡轮叶片的外部冷却是通过冷却空气从叶片表面上所开的小孔流出与叶片表面进行的对流换热，并在叶片表面上形成气膜隔绝高温燃气来实现的。图 5-18 (a) 为气膜冷却结构示意图，冷却空气进入叶片内部通道，由叶根向叶尖流动，在向上流动过程中，通过叶片表面的许多小孔，气流流向叶片表面并向后缘流动。这些小孔开在沿叶高的不同截面上，从这些小孔流出的冷却空气能在整个叶片表面上形成一层气膜，它除了冷却叶片表面外，并且降低了高温燃气与叶片的热交换。外部冷却的另一种方式如图 5-18 (b) 所示，叶片表面是由多孔材料制成的，冷却空气通过多孔壁均匀地从叶片各处排出，在叶片表面形成气膜，以减少燃气与叶片表面的热交换，这种冷却方式称为发散冷却（或发汗冷却）。

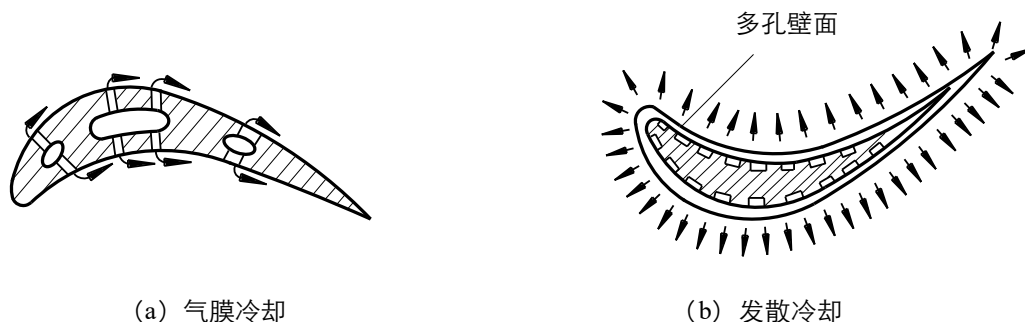


图 5-18 涡轮叶片外部冷却示意图

先进的冷却技术能提高冷却效率，降低冷却空气量。图 5-19 表示的为不同冷却方式的冷却有效性和冷却空气百分比的关系。可以看出，采用先进冷却技术（例如，发散冷却）可以提高冷却效果一倍以上，从而大大减少所需冷却空气量。从图中还可以看出，先进的冷却方式都需和复杂的结构相联系（例如，多通道/往返支板式），而这些复杂结构都需要最先进的工艺才能得以实现，因此，也可以说，先进的工艺方法是实施先进冷却方式的关键。

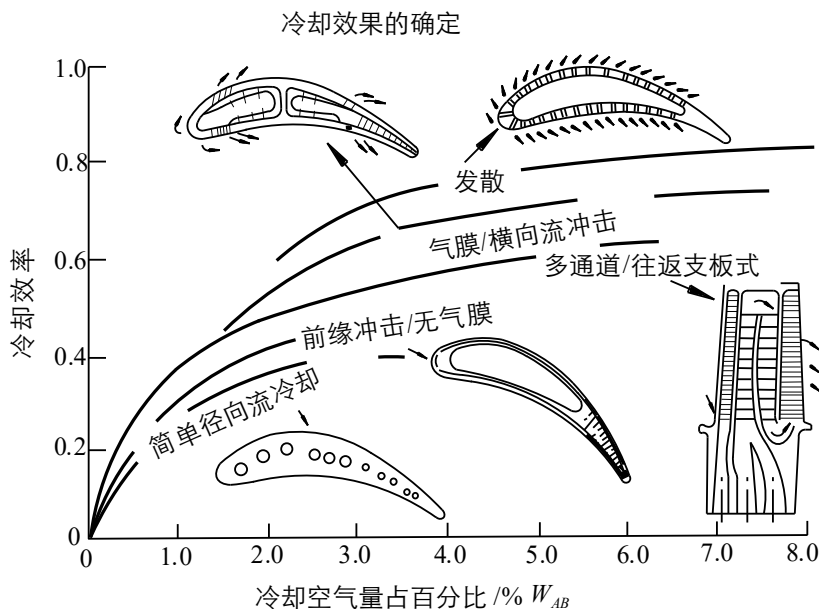


图 5-19 不同冷却方式的冷却效率与冷却空气百分比的关系

涡轮的冷却是由具体的冷却通道来实现的，涡轮的冷却形式和冷却通道视发动机的结构不同而异。图 5-20 所示的是某低涵道比涡轮风扇发动机的高、低压涡轮导向器和工作叶片的冷却结构。

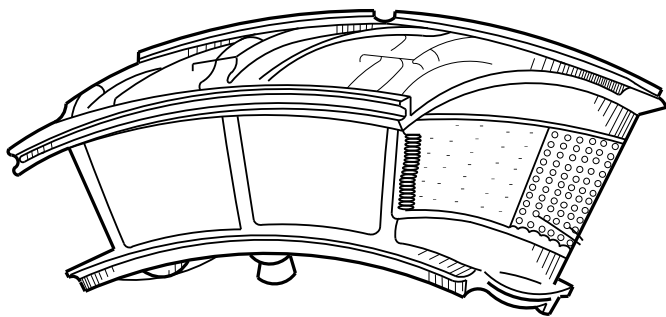
图 5-21 所示的是该型发动机涡轮冷却通道的示意图。可以看出，除了涡轮叶片和导向器的冷却之外，还有涡轮盘、轴、机匣等部件的冷却。该型发动机的涡轮冷却用气量约为发动机空气流量的 8.5%。涡轮冷却系统的工作由涡轮冷却控制系统来控制，依据发动机的工作状态来控制冷却空气流量的大小，当满足下列条件之一时，即

高压转子转速大于 91.5%；

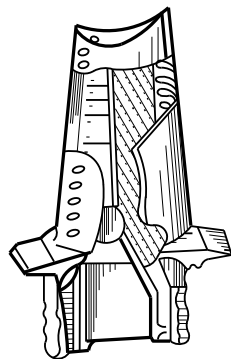
涡轮后燃气温度  $T_5^* \geq 590 \pm 10^\circ \text{C}$ ；

油门杆角度  $\geq 62^\circ$ ；

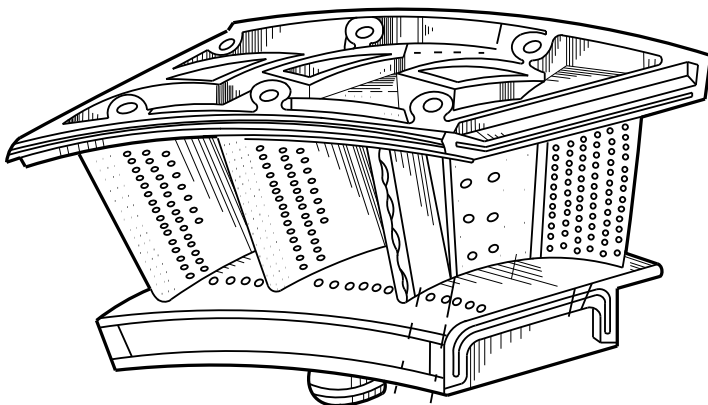
涡轮冷却系统开始工作。当上面三个条件都不满足时，涡轮冷却系统停止工作。



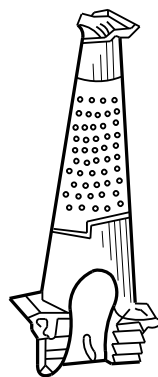
高压涡轮导向器叶片组合



高压涡轮工作叶片



低压涡轮导向器叶片组合



低压涡轮工作叶片

图 5-20 某型发动机的高、低压涡轮导向器和工作叶片冷却结构

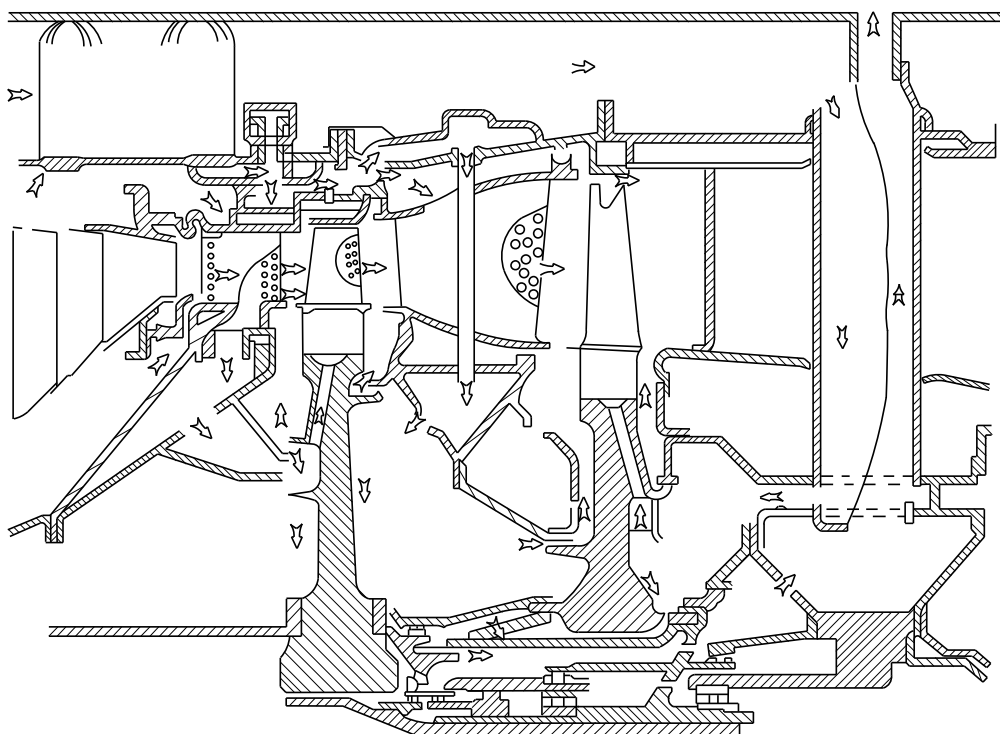


图 5-21 某型发动机的涡轮冷却通道示意图

### 5.3.2 冷却对涡轮效率的影响

经验统计数据表明，由于冷却中附加的能量消耗，涡轮效率可能降低 1.5% ~ 3.0%。

实践表明，冷却气流影响涡轮效率主要因素包括：

(1) 流经复杂冷却通道的冷却空气总压大大下降，因此，当它进入下游与燃气混合时，会使混合后的燃气总压下降，降低燃气的作功能力，而且混合过程还会有附加损失。

(2) 从叶片冷却孔流出的冷却空气，对主气流流动是一种干扰：从叶片前缘流出的冷却空气会改变叶栅主流进气方向，使冲角偏离设计值；由尾缘排出的冷却空气，虽可吹除叶片后缘的尾迹，使尾部附近附面层有减薄的趋势，但为安排出气孔，又要求使尾缘厚度增加，这方面且又加大了尾迹，从而导致尾迹加粗，掺混损失增大；从叶盆和叶背流出的冷却空气会改变叶型阻力特性；由叶尖排出的冷却空气，会引起环壁附面层分离，产生分离损失，但因冷却空气的排出除了靠冷却空气本身的压力外，还可借离心作用甩出，增加了流动速度，改善冷却效果，此外这些被甩出的空气以较大的速度垂直地冲向机匣内壁，好象防止沿径向间隙漏气的封严层一样，起了阻止主流的漏气和潜流的作用，所以这种冷却方式对不带冠的叶片减小二次损失有一定好处。上述种种干扰，在很多情况下，都会增加阻力。

(3) 冷却气流和主流燃气之间的热交换，使燃气总温下降，因而膨胀功下降。

(4) 其它。

应该指出，不同的冷却方案导致的涡轮效率下降程度不同，在考虑获得最佳冷却效果的同时，有可能通过精心的冷却方案选择和冷却空气的流路设计，使附加冷却损失减少到最低程度。

## 5.4 涡轮的新技术及其应用

近十多年来，涡轮技术得到新的发展和应用，较大地提高了涡轮的性能，为高性能发动机的研制提供了支撑和技术储备。涡轮新技术的发展和应用是多方面的，这里，只介绍主要的几种。

### (1) 控制叶型边界层技术

控制叶型边界层设计方法能降低叶型表面摩擦损失 30%~40%，图 5-22 所示的为涡轮叶型的控制边界层设计，采用层流/过渡型边界层代替紊流边界层可以有效减少叶型表面的摩擦损失。

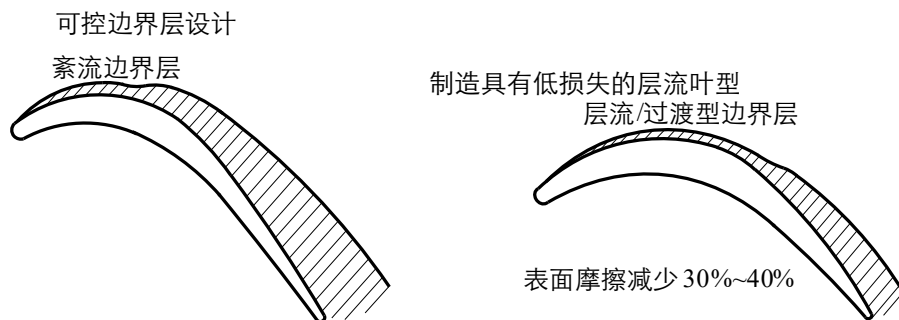


图 5-22 控制叶型边界层设计

### (2) 全三维叶片设计技术

采用倾斜 (Lean) 静子设计可有效降低端压流阻损失，图 5-23 所示的为倾斜静子和常规静子损失沿叶高分布的实验数据对比图。可以看出，叶盆面和端壁构成锐角的倾斜式叶片能使端壁区损失大大降低，并使沿叶高按质量平均的总流阻损失有所下降。此项技术已广泛应用于现代型号发动机中。

### (3) 对转涡轮技术

对转涡轮已成功应用于美国最新歼击机动力装置 F119 上，也将应用于美国下一代变循环发动机 F120 上。

气动分析计算表明，采用对转涡轮方案，可充分利用高压涡轮动叶出口的环量而省去低压涡轮的一排进口导叶，这不仅可以使涡轮尺寸紧凑，重量减轻，损失减少，同时还省去了一定数量的冷却空气。此外，从机械强度考虑，对转转子还可抵消部分陀螺力矩等。图 5-24 所示的为一台尚处研究阶段的发动机方案，采用对转涡轮，可省去一排低压涡轮的进口导叶。采用对转超音速压气机（两排动叶加一排静叶）有可能达到 9.5 以上的总增压比。

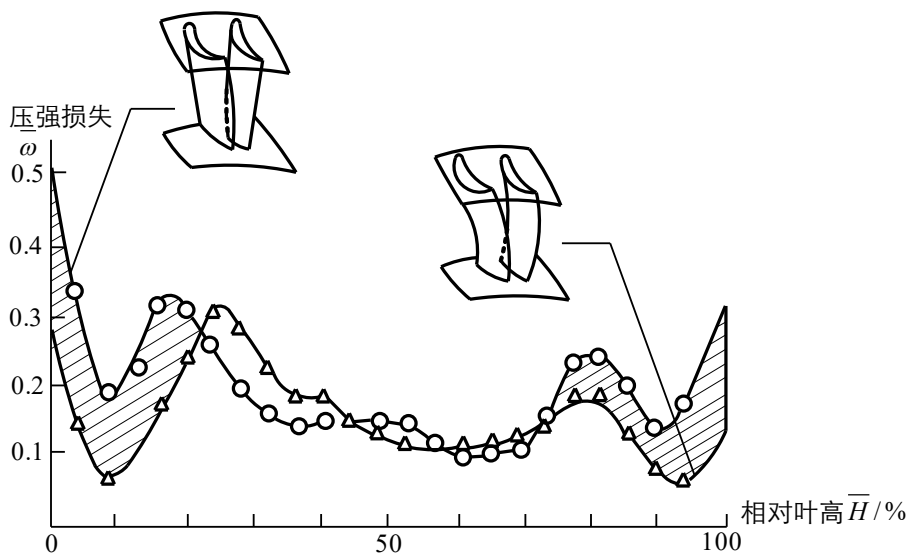


图 5-23 倾斜静子和常规静子损失沿叶高分布的实验数据对比图

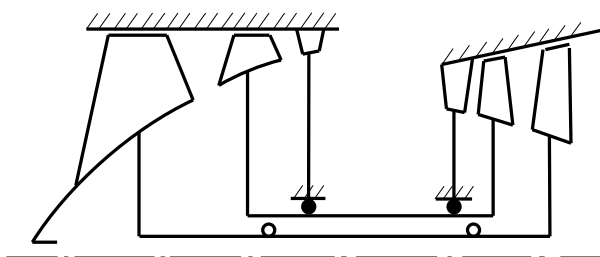


图 5-24 对转涡轮方案图

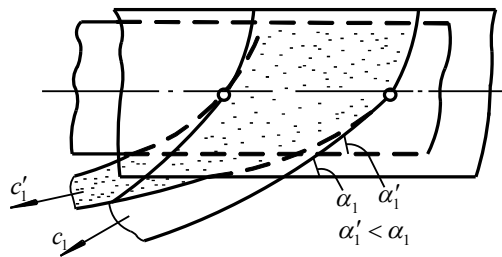


图 5-25 转动涡轮导向器叶片示意图

#### (4) 可变面积涡轮导向器（涡轮静叶）

可变面积涡轮导向器是调节涡轮性能的有效手段，已在美国变循环发动机上获得应用。如图 5-25 所示，转动涡轮导向器叶片可以有效改变叶片间通道的喉部面积，因而可改变高压涡轮和低压涡轮之间的负荷分配。美国 GE 公司的变循环发动机 XF120 的低压涡轮采用了可变面积导向器。当发动机在高涵道比工况运行时，需增大低压涡轮输出的功，以满足高涵道比工况下风扇（外涵风扇）功率增大的要求（风扇由低压涡轮驱动），与此同时，需要减少高压涡轮的输出功，以便与高压压气机所需要的功率大大下降相适应（高压涡轮驱动高压压气机），为达到上述要求，应减小低压涡轮导向器的喉道面积，此时高压涡轮出口反压增大，膨胀比下降，涡轮输出功下降，而低压涡轮膨胀比因进口总压提高而增大，使低压涡轮输出功增加。当发动机在低涵道比工况工作时，需要调大低压涡轮导向器的喉道面积，以满足发动机增大高压涡轮输出功和减少低压涡轮输出功的要求。