

## 第六章 排气系统的工作原理与特性

### 第一讲 混合器的工作原理与特性

对于混合排气涡轮风扇发动机而言，排气系统主要由混合器、喷管、喷管几何调节控制系统、次流供气系统、推力矢量控制系统等部分组成。排气系统的功用主要有三个方面，一是以最小的损失使内涵的燃气和内涵的空气在混合器中进行有效掺混；二是使高温、高压燃气的总焓有效地转变为燃气的动能，以产生所需的推力；三是根据需要来改变发动机的工作状态或改变推力的大小和方向，这是通过对喷管的几何调节来实现的。因此，排气系统的性能对整个推进系统推力影响的敏感性是最高的，所以在考虑成本、重量、复杂程度和可靠性等因素下，获得尽可能高的排气系统性能是极其重要的。

排气系统的主要部件是混合器和喷管，本章重点研究混合器和喷管的工作原理与性能。

### 6.1 对排气系统的要求

为获得良好的推进系统性能，对排气系统的要求主要有：

(1) 在各种飞行条件和发动机工作状态下，保证混合器进口的内、外涵总压尽可能地相等，使得内、外涵气流在混合器中的掺混损失最小。

(2) 在各种飞行条件和发动机工作状态下，都能以最小的损失将燃气的热焓转变为气体的动能。

(3) 根据飞行需要有效地调节发动机的工作状态。

(4) 有效地控制发动机推力矢量，满足垂直 / 短距起飞和高机动性能的要求。

(5) 能有效地抑制噪音和红外线辐射。

(6) 结构简单，可靠性高，维修方便，寿命长。

### 6.2 涡轮风扇发动机混合器的工作原理与特性

带复燃加力的军用涡轮风扇发动机通常采用混合排气方式，即内涵的燃气和内涵的空气在混合器中进行掺混，而后进入加力燃烧室和喷管。在混合器中，燃气和空气之间进行能量交换，部分能量由具有较高温度的内涵燃气传给了外涵的空气。混合器的性能对涡扇发动机的工作和性能都有较大的影响，同时，混合器气流参数的计算是涡

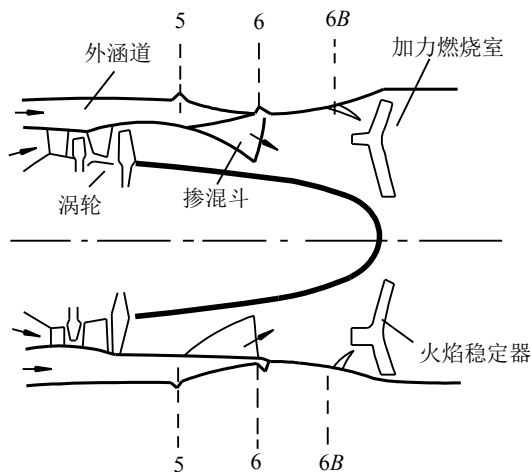


图 6-1 混合器简图

扇发动机性能计算的一个重要环节。

### 6.2.1 混合器的工作原理

因为混合器是内、外涵气流进行掺混的部件，且后续部件通常为加力燃烧室，所以要求混合器中气流混合的损失要小，且气流稳定、出口流场均匀，并有一定的速度，同时还要求混合器重量轻、结构简单、长度短，以缩短发动机的尺寸。

图 6-1 为一混合器的简图。混合器通常由外壳体和掺混斗组成，为分析和计算方便，混合器的特征截面规定为：进口截面为“6-6”截面，出口截面为“6B-6B”截面。

发动机工作时，外涵空气由掺混斗进入混合器，与内涵的高温燃气进行充分掺混。经混合器掺混后的燃气温度有所降低，同时补充了一定量的新鲜空气，因而对提高加力燃烧室的温升有利。但混合器的存在也使得涡扇发动机工作状态的变化要更为复杂一些。因为进入混合器的外涵气流一般情况下都是亚音速流，因此在混合器中，气流参数的任何波动都可以通过外涵道前传至风扇的出口，使风扇的工作极易受到加力燃烧室、排气系统等工作的影响，尤其是在接通或断开加力状态（或加力燃烧室气流脉动）时风扇的稳定工作裕度有较大损失。

混合器的型式差别很大，图 6-2 示出了三种混合器的型式。图 6-2（a）是圆筒形混合器，内、外涵出口保持轴线方向。这种型式的混合器结构简单，但是气流混合接触面积小，在较短的长度内不易保证内、外涵气流充分混合。图 6-2（b）和图 6-2（c）都是带有瓣形分隔器的结构方式，不但可以增大接触面积以改善气流的混合品质，而且还可以缩短混合器的长度。一般外涵气流是以一定角度进入混合器的，混合比较充分，但这种混合方案的流动损失相对较大。

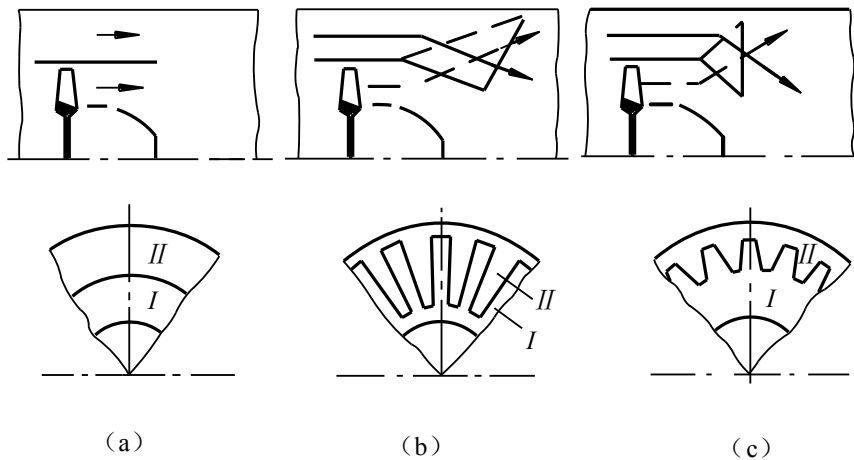


图 6-2 混合器的结构型式

### 6.2.2 混合器的特性

在混合器中，两股能量不同、气体性质不同的气流相互掺混，且这两股气流的总温、总压、速度各不相同，通过混合器后，两股气流也不可能完全掺混均匀。对于各种不同结构型式和设计参数的混合器，气流掺混后的参数分布和总压损失需要进行专门的试验来确定。但是在进行涡扇发动机特性计算时，也可以根据动量方程、能量方程对混合器的性能进行估算，并

且具有一定的精度，下面介绍常用的混合器的性能计算方法。

为了简化计算，假设：

- (1) 内、外涵两股气流平行地进入混合器，并且在进口截面上各自均匀分布。
- (2) 两股气流在进入混合器时静压相等，即

$$p_{6I} = p_{6II}$$

- (3) 气流在混合器出口截面上掺混均匀，气流参数分布均匀。
- (4) 不考虑掺混过程中的散热损失以及气流与壁面的摩擦损失。
- (5) 混合器为等截面混合器，即  $A_{6B} = A_{6I} + A_{6II}$ ，如图 6-3 所示。

由连续方程得

$$W_g = W_{gI} + W_{aII}$$

其中， $W_{gI}$  为内涵燃气流量，

$W_{aII}$  为外涵空气流量， $W_g$  为混合器出口的燃气流量。

由涵道比

$$B = \frac{W_{aII}}{W_{aI}} \approx \frac{W_{aII}}{W_{gI}}$$

代入上式得

$$W_g = W_{gI}(1 + B) \quad (6-1)$$

1)

由能量方程可得

$$W_g c'_{p6B} T_{6B}^* = W_{gI} c'_{p6I} T_{6I}^* + W_{aII} c_p T_{6II}^* \quad (6-2)$$

2)

若忽略混合器进、出口燃气热力性质的差异，即

$$c'_{p6B} = c'_{p6I} = c'_p$$

则混合器出口的燃气总温为

$$T_{6B}^* = \frac{T_{6I}^* + aB T_{6II}^*}{1 + B} \quad (6-3)$$

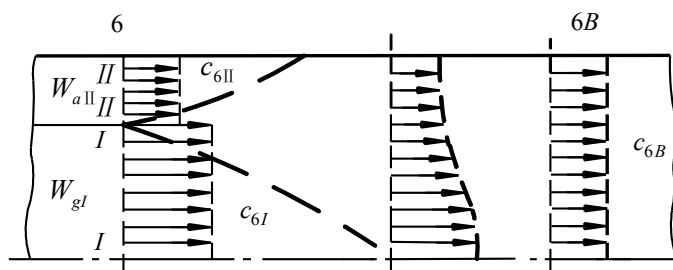


图 6-3 等截面混合器示意图

3)

式中,  $a = c_p / c_p'$ , 近似分析时可取  $a = 1$ 。

再由动量方程

$$W_{gI}c_{6I} + W_{aII}c_{6II} + p_{6I}A_{6I} + p_{6II}A_{6II} = W_g c_{6B} + p_{6B}A_{6B} \quad (6-4)$$

4)

为了计算出口的燃气总压  $p_{6B}^*$ , 用气动函数  $f(\lambda)$  可将上式重写为

$$p_{6I}^* f(\lambda_{6I}) A_{6I} + p_{6II}^* f(\lambda_{6II}) A_{6II} = p_{6B}^* f(\lambda_{6B}) A_{6B}$$

或

$$p_{6I}^* f(\lambda_{6I}) + p_{6II}^* f(\lambda_{6II}) \frac{A_{6II}}{A_{6I}} = p_{6B}^* f(\lambda_{6B}) (1 + \frac{A_{6II}}{A_{6I}}) \quad (6-5)$$

5)

同时, 可将流量连续方程写成气动函数形式, 有

$$p_{6I}^* q(\lambda_{6I}) + b p_{6II}^* \frac{A_{6II}}{A_{6I}} \frac{q(\lambda_{6II})}{\sqrt{\frac{T_{6II}^*}{T_{6I}^*}}} = p_{6B}^* (1 + \frac{A_{6II}}{A_{6I}}) \frac{q(\lambda_{6B})}{\sqrt{\frac{T_{6B}^*}{T_{6I}^*}}} \quad (6-6)$$

6)

式中,  $b = K_m / K_m'$ , 近似分析时可取  $b = 1$ 。

这样, 在已知混合器进口的内、外涵气流参数时, 通过联立求解方程 (6-3)、(6-5)、

(6-6) 就可以确定混合器出口燃气的气流参数  $T_{6B}^*$ 、 $\lambda_{6B}$  或  $c_{6B}$ 、 $p_{6B}^*$ 。

由气体动力学知识可知

$$Wc + pA = \frac{\gamma + 1}{2\gamma} W a_{cr} z(\lambda)$$

所以动量方程 (6-4) 可写成

$$W_{gI} a_{cr6I} z(\lambda_{6I}) + W_{aII} a_{cr6II} z(\lambda_{6II}) = W_g a_{cr6B} z(\lambda_{6B}) \quad (6-7)$$

7)

当已知混合器进口气流参数时, 先由式 (6-3) 可求得  $T_{6B}^*$ , 从而可确定  $a_{cr6B}$ , 则可由

式 (6-7) 确定  $z(\lambda_{6B})$ , 然后由  $z(\lambda_{6B})$  确定  $q(\lambda_{6B})$ , 再可由下式确定  $p_{6B}^*$ , 即

$$p_{6B}^* = \frac{W_g \sqrt{T_{6B}^*}}{K_m' A_{6B} q(\lambda_{6b})} \quad (6-8)$$

8)

式中， $W_g = W_{gI} + W_{aII}$ 。

除了用上述联立求解方程的方法确定混合器出口燃气的  $p_{6B}^*$  之外，在作初步的近似估算时，混合器出口的总压  $p_{6B}^*$  也可用平均总压的关系近似计算。即

$$W_{gI} p_{6I}^* + W_{aII} p_{6II}^* = W_g \bar{p}_6^*$$

代入式 (6-1) 后，有

$$\bar{p}_6^* = \frac{p_{6I}^* + B p_{6II}^*}{1 + B}$$

或

$$p_{6B}^* = \bar{p}_6^* \sigma_m \quad (6-9)$$

9)

其中， $\sigma_m = 0.95 \sim 0.96$ ， $\bar{p}_6^*$  是混合器进口截面的平均总压。

系数  $\sigma_m$  考虑了不同性质气流混合带来的损失，这些损失包括动能损失、流动损失和由热扩散带来的损失。动能损失是由内、外涵气流在混合前因速度上存在的差异而造成以不同速度运动的分子相撞击产生的。流动损失则是由于气流与混合器壁面的摩擦造成的，并随燃气运动速度的提高而增大。热扩散损失

是在  $T_{6I}^* \neq T_{6II}^*$  时产生的，温差越大，热扩散损失就越大。

对于固定几何尺寸的混合器，图 6-4 示出了圆筒形混合器的特性。该特性是以  $\sigma_m$  和换算涵道比  $\bar{B}$  与  $\lambda_{I1}$ 、 $\lambda_{II}$  的关系表示的。换算涵道比定义为

$\bar{B} = B \sqrt{\frac{T_{6II}^*}{T_{6I}^*}}$ 。在该特性图上还画出了

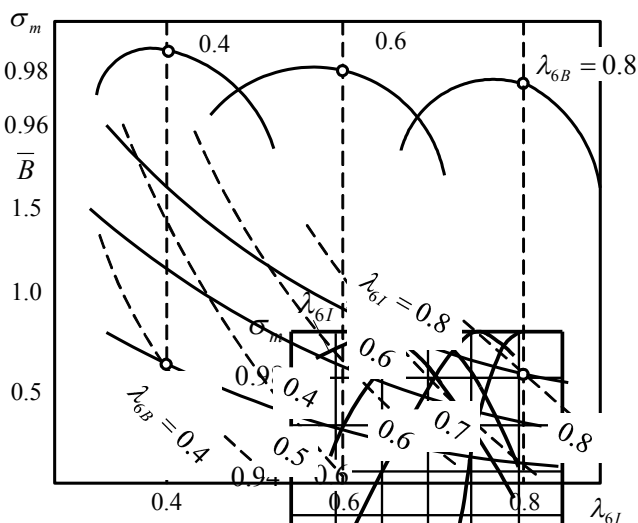


图 6-4 圆筒形混合器特性

图 6-5 圆筒形混合器等温混合的特性

$\lambda_{6II}$ 、 $\lambda_{6B}$  为常数的线。可以看出，对于固定的  $\lambda_{6I}$  值，当  $\lambda_{6II}$  增大时， $\bar{B}$  是增大的，若  $T_{6II}^*/T_{6I}^*$  不变，则涵道比增大。而当  $\lambda_{6II}$  不变时， $\lambda_{6I}$  减小则也使涵道比增大。由该特性图还可以看出，对于确定的  $\lambda_{6B}$  值，当  $c_{6II} = c_{6I}$  时，即在  $\lambda_{6I} = \lambda_{6II} \sqrt{\frac{T_{6II}^*}{T_{6I}^*}}$  时， $\sigma_m$  才能获得最大值，说明此时流动混合的损失最小。在设计状态， $T_{6II}^*$  与  $T_{6I}^*$  相差不太大，所以当  $\lambda_{6II} = \lambda_{6I}$  时，由图可知， $\sigma_m$  也能达到较高水平。因为在混合器进口截面上  $p_{6I} = p_{6II}$ ，所以有  $p_{6I}^* = p_{6II}^*$ ，即在  $p_{6I}^* = p_{6II}^*$  相等的条件下，混合器的损失较小。从图中还可以看到，即使是在  $\sigma_m$  的最高点，即不存在动能损失时，混合器的损失也会随着  $\lambda_{6I}$ （或  $\lambda_{6II}$ ）的提高而增大， $\sigma_m$  减小，说明与壁面摩擦的损失增大。

图 6-5 中示出了气流在圆筒形混合器内等温混合时的特性。从中也可以明显地看出， $\lambda_{6I} \neq \lambda_{6II}$  时会造成很大的动能损失。

上述的特性是针对圆筒形混合器在气流充分混合的情况，实际应用的混合器的特性从定性角度看，也类似于上述的特性变化规律，为减小混合损失，关键是需选择好内、外涵进口速度（或速度系数）的匹配关系。实际应用的混合器特性主要由试验来获得。