

简单式空调制冷系统流阻匹配探讨

Discussion on Matching Flow Resistance of Simple Air-Conditioning Refrigeration System

蓝渝康 / 贵航飞机设计研究所

摘要: 对于不同的简单式空调制冷系统, 内阻高低对系统特性的影响并不一致。经过建模初步分析, 给出不同的简单式空调系统在流阻匹配上的倾向性选择。

关键词: 流阻特性; 匹配; 内阻

Keywords: flow resistance characteristic; matching; essential resistance

0 引言

空调制冷系统是飞机环控系统的重要组成部分。简单式空调系统一直以较少的附件成品和可靠性高、维护工作量少等特点被现代军用飞机使用至今。

在制冷系统中, 供气流量和供气温度是重要的系统性能指标, 是衡量系统制冷能力的重要参数。在系统设计阶段, 通过选用不同性能参数的成品附件, 可以集成设计出不同的系统。这些系统的设计点性能完全相同, 不同之处在于偏离设计点以外的系统特性。因此, 有必要对制冷系统散热、制冷附件流阻匹配进行必要的分析讨论。

1 设计点参数确定

空调制冷系统设计点参数是确定成品设计状态和设计参数的基础, 也是系统的典型状态和重要检验状态。对于没有压力调节装置稳定入口压力的简单式空调制冷系统, 通常以低空最大速度状态或最大可持续飞行马赫数状态为设计点状态。对于有稳定入口压力的简单式空调制冷系统, 通常以中、低空的巡航状态作为设计点状态。

空调制冷系统的入口参数, 如压力、

温度是由设计点状态决定的, 属于系统的初始条件, 当设计点状态确定后, 系统的入口参数即确定不变。系统出口参数, 如温度、压力、流量等由冷却和散热等的需求所决定, 当设计点状态和飞机总体指标确定后, 其具体指标也随之确定。

系统设计点的确定是在系统的入口、出口参数基础上, 分配各散热器、涡轮冷却器、管道、控制成品附件的入口、出口压力、温度和流量等具体参数, 并确定特性参数指标, 这些参数也是各成品、附件的设计指标。

对于已经确定系统流量、入口、出口状态的空调制冷系统, 通过调整系统内部各散热器、涡轮冷却器、管道的入口、出口压力、温度的指标就可以得到不同内阻的系统。在系统设计中, 确定各级散热器温降指标, 选定散热器的形式后, 散热器的出口温度基本确定, 而系统中需要重点分析的就是散热器流阻和涡轮冷却器入口压力问题。

2 制冷系统流阻匹配

飞机制冷系统散热、制冷功能附件主要有散热器和涡轮冷却器两类。散热器通过与其他介质热交换的方式起

降温散热作用, 涡轮冷却器则利用高压空气绝热做功转化并降低空气温度的方式起制冷作用。

根据确定的设计点状态下的制冷系统流量, 可以有两种散热器组、涡轮匹配方式: 1) 散热器组采用低流阻设计, 涡轮入口压力采用高压设计的低内阻设计; 2) 散热器组采用高流阻设计, 涡轮入口压力采用低压设计的高内阻设计。

按现有加工技术和工艺条件, 散热器的自身流阻范围较宽。系统中, 通过散热器自身的高流阻设计和在管道的适当位置设置限流环等两种方式实现散热器组的高流阻设计。

散热器高流阻设计存在散热器内阻更改和调整困难的缺点, 已经很少使用。而使用限流环调整系统内阻成本低和工艺加工简便等优点, 同时, 限流环和散热器的组合流阻特性与散热器流阻特性存在相似性。因此, 匹配系统高内阻时, 常选用限流环和散热器组合的方式进行匹配。

3 偏离设计点状态的描述

对于内阻匹配方式不同的两种制冷系统, 由于主要的附件涡轮冷却器不相

同,制造误差和设计指标差异都较大,通过实验的方式对两种制冷系统进行比较难度较大。制冷系统主要附件、导管等的特性存在相似性,可以通过计算求解出系统出口状态结果。

在不同的系统中,散热器涡轮冷却器等附件的热力特性有差异,所计算的结果也会因此变化,结果也就失去可比性。由于系统匹配高内阻时,采用限流环和散热器的组合的方式,匹配低内阻时仅使用散热器;当两系统都选用相同的散热器时,冷却介质处于理想状态,可认为散热器的热力特性一致,热边流量差异所引起的热力特性变化较小,可忽略不计,即:

$$\eta = \frac{t_{in} - t_{out}}{t_{in} - t_{c-in}}$$

其中: t_{in} 、 t_{out} 表示散热器进、出口空气温度; t_{c-in} 表示散热器冷却介质入口温度。

由此推知,散热器组出口温度(即涡轮冷却器入口温度)对于高、低内阻系统而言可视为相同。由于系统的漏气所占比例较小,计算复杂,对系统的影响较小,故在计算中,设定系统为理想无漏气系统。

散热器、导管、限流环等的流阻以及只由散热器、导管、限流环等组成的散热器组的流阻,可用以下半经验公式表示: $\Delta P \bar{\rho} = aG^2$ (1)

其中:流阻 $\Delta P = P_{in} - P_{out}$;平均密度 $\bar{\rho} = \frac{\rho_{in} + \rho_{out}}{2}$,密度 $\rho = \frac{P}{RT}$;流量 G ;系数 a ,且 $a > 0$ 。

涡轮冷却器的流量、入口压力关系可用以下公式描述:

$$P = \frac{P_*}{G_*} \cdot \frac{\sqrt{T}}{\sqrt{T_*}} \cdot G = k\sqrt{T} \cdot G \quad (2)$$

其中:流量系数 $k = \frac{P_*}{G_*\sqrt{T_*}}$; T_* 为设计点温度参数; G_* 为设计点流量参数; P_* 为设计点压力参数。

系统入口压力(即散热器组的入口压力)可用涡轮入口压力和散热器组流阻表示: $P_1 = \Delta P_{1-2} + P_2$

用公式1、2分别表示方程中的 ΔP 和 P_2 ,得到

$$P_1 = \frac{aG^2}{\bar{\rho}} + k\sqrt{T_2} G \quad (3)$$

将 ρ 代入方程(3)中得到:

$$(2aR+k^2)G^2 + k\sqrt{T_2} \frac{T_2 - T_1}{T_1 T_2} P_1 G - \frac{P_1^2}{T_1} = 0 \quad (3'')$$

将系数 $(2aR+k^2)$ 和 k 用初始参数代入得到:

$$2aR+k^2 = 2R \frac{P_{*1} - P_{*2}}{G_*^2} \left(\frac{P_{*1}}{2RT_{*1}} + \frac{P_{*2}}{2RT_{*2}} \right) + \frac{P_{*2}^2}{G_*^2 T_{*2}}$$

其中:下标*1、*2、*表示设计点状态下的参数,并设 $T_{*1} = \alpha_* T_{*2}$ 整理后得到

$$2aR+k^2 = \frac{1}{G_*^2 T_{*2}} \left[(P_{*1} - P_{*2}) \left(\frac{P_{*1}}{\alpha_*} + P_{*2} \right) + P_{*2}^2 \right] = \frac{P_{*1}}{G_*^2 T_{*2}} \left[\frac{P_{*1}}{\alpha_*} + P_{*2} \left(1 - \frac{1}{\alpha_*} \right) \right]$$

按散热过程可知 $\alpha_* \geq 1$ 。

将系数 $k\sqrt{T_2} \frac{T_2 - T_1}{T_1 T_2}$ 用初始参数代

入,设: $T_1 = \alpha T_2$; (按散热过程可知 $\alpha \geq 1$)

$$k\sqrt{T_2} \frac{T_2 - T_1}{T_1 T_2} = \frac{P_{*2}}{\sqrt{T_2} G_* \sqrt{T_{*2}}} \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)$$

将上述系数表达代入方程3''中,方程可用初始参数还原为如下表示:

$$\frac{P_{*1}}{G_*^2 T_{*2}} \left[\frac{P_{*1}}{\alpha_*} + P_{*2} \left(1 - \frac{1}{\alpha_*} \right) \right] G^2 - \frac{P_{*2}}{G_* \sqrt{T_{*2}}} \cdot \left(1 - \frac{1}{\alpha} \right) \frac{\sqrt{T_2}}{T_2} P_1 G - \frac{P_1^2}{T_1} = 0 \quad (3)$$

设:设计点散热组进、出口温度比系数(简称基点进出温比): $\alpha_* = \frac{T_{*1}}{T_{*2}}$;

散热组进、出口温度比系数(简称进出温比): $\alpha = \frac{T_1}{T_2}$;

设计点散热组进、出口压力比系数(简称基点进出压比): $\mu_* = \frac{P_{*2}}{P_{*1}}$;

散热组进口压力比系数(简称进口压比): $\mu = \frac{P_1}{P_{*1}}$;

散热组进口温度比系数(简称进口温比): $\alpha = \frac{T_1}{T_{*1}}$;

系统流量比系数(简称流量比): $\omega = \frac{G}{G_*}$ 。

将方程3变换成无量纲形式:

$$\left[\frac{1}{\alpha_*} + \beta_* \left(1 - \frac{1}{\alpha_*} \right) \right] \omega^2 - \mu \beta_* \sqrt{\frac{\alpha}{\alpha_*}} \left(1 - \frac{1}{\alpha} \right) \omega - \frac{\mu^2}{\alpha \alpha_*} = 0 \quad (4)$$

4 内阻对流量影响分析

求出方程(4)中的流量比 ω :

$$\omega = \frac{\mu}{\sqrt{\tau}} \cdot \frac{\sqrt{\alpha}}{\sqrt{\alpha_*}} \cdot \frac{\beta_* \left(1 - \frac{1}{\alpha} \right) + \sqrt{\beta_*^2 \left(1 - \frac{1}{\alpha} \right)^2 + \frac{4}{\alpha} \left[\frac{1}{\alpha_*} + \beta_* \left(1 - \frac{1}{\alpha_*} \right) \right]}}{2 \left[\frac{1}{\alpha_*} + \beta_* \left(1 - \frac{1}{\alpha_*} \right) \right]}$$

从上面的流量比 ω 表达式中可知,流量比 ω 与 μ 成正比关系,与 $\sqrt{\tau}$ 成反比关系。同时, α 增加,流量比 ω 也增加。

当 $\alpha = \alpha^*$ 时,流量比 $\omega = \frac{\mu}{\sqrt{\tau}}$,

这说明此时的系统流量仅与散热器组入口压力和入口温度相关,仅改变系统内阻并不改变系统流量。

对于系统高流阻、低流阻不同内阻匹配方式,在设计点状态下,系统的流量相同的前提下,高、低内阻设计的系统的流量有如下关系。

1) 进出温比等于基点进出温比时,低内阻系统的流量等于高内阻系统的流量,即:

$$\alpha = \alpha^*, \omega_d = \omega_g, \text{即: } G_d = G_g;$$

其中:下标 d 表示低内阻系统,下标 g 表示高内阻系统,后同。

2) 进出温比大于基点进出温比时,低内阻系统的流量大于高内阻系统的流量,即:

$$\alpha > \alpha^*, \omega_d > \omega_g, \text{即: } G_d > G_g;$$

3) 进出温比小于基点进出温比时,低内阻系统的流量小于高内阻系统的流量,即:

$$\alpha < \alpha^*, \omega_d < \omega_g, \text{即: } G_d < G_g。$$

对于散热器组入口压力恒定的设计形式,也有上述特点。

对于简单式空调制冷系统,系统入口压力、温度以及散热器组压力、入口温度会随发动机的状态不同而变化。总体的趋势是飞行马赫数越大,系统和散热器组入口压力、入口温度越大;发动机转速越大,系统和散热器组入口压力、入口温度越大。对于没有压力调节装置稳定入口压力的简单式系统,随发动机转速增大,系统引气流量的增长趋缓;对于有稳定的入口压力的系统,随发动机转速增大,系统引气流量趋向减少。低内阻和高内阻系统,系统和散热

器组入口压力、温度的影响相同。

对于系统散热器组的入口、出口温度,随着飞行马赫数的增大,散热器组的入口温度、冷却介质流量以及散热器的效率相应增大,散热组进、出口温度比系数趋于增大,也使得系统的流量趋于增大。低内阻系统的流量增长大于高内阻系统的流量增长。

在建立分析数学模型中,使用的某些方程式有使用限制条件,在随后的分析和推导过程中都遵守了这些限制条件;而超出限制条件以外的分析,上述分析和方程是否适用还有待进一步的探讨。

5 内阻对涡轮的影响探讨

对于没有压力调节装置稳定入口压力的简单式系统,系统内阻直接影响涡轮冷却器入口的压力和涡轮冷却器的膨胀比。对于低内阻设计的系统,涡轮冷却器的入口压力和膨胀比较大,而高内阻系统涡轮冷却器的入口压力和膨胀比则相对较小。

在设计点状态,系统的输入参数和系统的出口状态是相同的,这时涡轮冷却器的入口温度相同。通过比较可知,在设计点状态涡轮冷却器的温降相同,高内阻系统的膨胀比较低,而要求涡轮冷却器的效率较高。在涡轮转速相同时,高内阻系统的涡轮速比也较大。

在偏离设计点的其他状态,由于高内阻系统的流量、涡轮膨胀比变化量较低内阻系统平缓。在发动机状态高于系统设计点状态时,由于涡轮膨胀比、流量相对小于同状态低内阻系统的涡轮,涡轮转速升高量较低内阻系统涡轮低,这点有利于涡轮最佳转速和系统的匹配。在发动机状态低于系统设计点状态时,高内阻系统流量大于低内阻系统,涡轮转速、涡轮温降相差不多,相对的

高内阻系统较有优势。由于高内阻系统的涡轮入口压力较低内阻系统小,在系统入口压力下降到一定数值后,高内阻系统涡轮的流量因子^[1]快速下降,涡轮流量相应快速降低,而低内阻系统流量因子仍为常数,流量与压力仍然呈线性关系,因此在低于一定压力后,高内阻系统性能明显下降。

对于有稳定入口压力的简单式系统,涡轮入口压力、涡轮膨胀比在一定状态下为定值,低内阻系统的流量随发动机状态的变化比高内阻系统要平缓,有利于系统涡轮的转速、效率等系统匹配,同时在系统入口压力较小的状态,低内阻系统涡轮的流量因子快速下降起始点较高内阻系统低,流量和效率等都要高于高内阻系统。

6 结论

对于简单式空调制冷系统的设计,需要针对具体的设计初始条件,选择适当的系统内阻。通过分析可知,在没有压力调节装置稳定入口压力的简单式系统中,适当地提高系统内阻有利于改善系统在多数状态下的性能。而在有稳定入口压力的简单式系统中,减小系统内阻有利于系统在多数状态下的性能。

AST

参考文献

[1] 寿荣中,何慧珊.飞行器空气调节[M].北京:北京航空航天大学出版社.1990.

作者简介

蓝渝康,高级工程师,主要从事飞行器环控系统集成设计工作。