

涡轮叶片冷效实验器实验功能探讨

北京航空学院 邱绪光

摘 要

本文对我国现有的涡轮叶片冷却效果实验器的实验功能及相应的实验方法和数据处理方法等进行了探讨。对冷却结构优劣比较性实验只略加评述,重点讨论发动机工况模拟性实验。文章指出,现有冷效实验器有可能对现有水平的发动机进行模拟实验,但对未来更高增压比的发动机工况模拟实验则存在限制。

在国外,例如英国的R.R.公司,70年代是在低温、低压实验器上一般只进行冷却结构优劣比较性实验,精选出的优秀叶片才在高压、高温实验器上进行发动机工况模拟性实验,而对于动叶还需在由阿杜尔发动机改装的高压、高温旋转实验器上作进一步的实验考核。本文所要探讨的主要问题是,如果燃气压力不超过 $7 \times 10^5 \text{Pa}$ 、燃气最高温度不超过 1300K 的实验器,除了用作叶片冷却结构优劣比较性实验之外,能否用来进行模拟发动机工况的实验以及如何进行实验。

一、冷却结构优劣比较性实验

一般把冷效实验器上的实验结果整理成如下形式的经验公式^[1,2]:

$$\bar{\theta} = \frac{T_{g1} - \bar{T}_w}{\bar{T}_w - T_{c1}} = CK_G^{n_1} K_T^{n_2} Re_g^{n_3} \quad (1)$$

式中 $\bar{\theta}$ 称相对冷效,燃气栅前温度 T_{g1} 和叶片表面平均温度 $\bar{T}_w$ 之差称绝对冷效。 T_{c1} 为冷气进口温度。 K_G 称流量比,它是冷气流量对燃气流量之比。 K_T 称温比,为冷气入口温度 T_{c1} 对燃气栅前温度 T_{g1} 之比。 Re_g 为燃气的雷诺数,它表征燃气流量的绝对水平,在维持相同的 K_G 实验条件下,它也同时表征冷气流量水平。

(1)式就冷却结构优劣比较性实验而言,抓住了问题的本质:不同的冷却结构,在相同的相对冷气候费率和相同的相对冷气候品质(以 $K_T = T_{c1}/T_{g1}$ 表征之)下,哪种结构的相对冷效好。经验公式中所含因子 K_G 及 K_T 直接反映冷却结构比较中所必须回答的主要技术问题。(1)式表明相对冷效尚取决于燃气和冷气用量的绝对水平。这是因为,当维持 K_G 不变而增加绝对流量水平时,燃气对叶片的加热增强和冷气增加对叶片的冷却加强的程度不一致,实验表明这时冷却效果的增长一般超过加热效果的增长。 n_3 一般为 $0.1 \sim 0.2$,显然 n_3 应随冷却结构及冷气相对用量水平等因素而变。

这里应该注意到的根本问题是,即便是对同一冷却结构的叶片实验,所使用的 K_G 、 K_T 和 Re_g 这三个参数并不能把实验工况锁死,因为在固结 K_G 、 K_T 和 Re_g 的情况下,可以在一组不同的绝对压力水平和温度水平上进行实验。因此,即便对于冷却结构比较性实验,也有必要对实验的绝对压力水平和温度水平做出某种范围性规定。例如,预研导叶有4种不同的冷却结构,如两个单位进行设计和实验,则必须约定在相同的压力和温度水平进行实验,否

则应视为标准不统一而不便比较。

对于静止叶栅, 燃气流量同时取决于栅前气流状态参数 P_{g1} 、 T_{g1} 及落压比 P_{g2}/P_{g1} 。在实验中, 人们从模拟发动机工况的愿望出发, 总是使落压比和发动机设计工况相同, 于是, 为了得到某个 G_g , 人们在原则上对 P_{g1} 及 T_{g1} 可以有广泛的选择范围, 这正是前面所说的, 实验工况可在不同的绝对压力水平和温度水平上实行。一旦 P_{g1} 及 T_{g1} 为了取得某个 G_g 而被确定, 则包括冷气在内的整个系统的压力和温度水平也就定下来了。因为冷气侧的背压取决于燃气侧, 为了维持某个 K_G 必须调节冷气进口压力 P_{c1} , P_{c1} 随 P_{g1} 的增大而相应增长; 而为了维持一定的 K_T 则冷气进口温度 T_{c1} 也随 T_{g1} 的增长而增长。总之, P_{g1} 及 T_{g1} 所表征的是整个实验系统的压力水平和温度水平。

由此可见, 在固结 K_G 、 K_T 及 Re_g 的实验中, 由于对所使用的 P_{g1} 和 T_{g1} 二者没有加以限制的准则或规范, 因此, 它不可能是工况模拟实验。

顺便指出, 有一种做法, 认为当 K_G 和 K_T 在实验中取和发动机设计工况相同的值后, 所不同者仅仅是二者的 Re_g , 这时只需按 $\bar{\theta} - Re_g$ 的实验曲线往外推至发动机的 Re_g 处即可得发动机设计工况的相对冷效 $\bar{\theta}$ 值。但这种做法是不够妥善的。发动机上的 Re_g 大于实验器, 在 P_{g2}/P_{g1} 相同的情况下, 不是简单地取决于 P_{g1} , 而是由 P_{g1} 和 T_{g1} 同时决定的, P_{g1} 和 T_{g1} 在满足相同的 G_g 从而 Re_g 下可做各种不同的组合。也就是说, 同一个 G_g 或 Re_g 可以出现完全不同的工况。因此这种外推的补偿做法是不足取的。

二、发动机工况模拟实验

尽管冷效实验器实验中所用叶片外型及内冷结构以及一切叶栅参数和发动机上的一样, 但作为实验器全局而言, 和发动机之间不存在完全的几何相似。本级实验叶栅之前切断, 大家知道必须以燃气某种参数分布来模拟和取代这种切断; 而本级实验叶栅之后, 实验器比之发动机也实行了几何切断, 也必须以某种参数分布来取代几何切断, 栅前和栅后的气流参数, 在发动机上一般沿径向及沿周向可能是变化的, 在冷效实验器上有时也仿制这种栅前分布, 但为分析简单起见, 总以平均参数 P_{g1} 及 T_{g1} 取代之, 至于栅后, 依照燃气作绝热膨胀的概念, 只控制一个平均的栅后压力 P_{g2} 。

对这种模拟问题, 根据相似理论, 可列出下列关系式:

$$T_{g1} - T_w = f(P_{g1}, T_{g1}, P_{g2}, u_{g1}, \mu_{g1}, Cp_{g1}, \lambda_{g1}, L_g, P_{c1}, T_{c1}, u_{c1}, \mu_{c1}, \lambda_{c1}, Cp_{c1}, L_c) \quad (2)$$

现对上式做若干必要的说明:

1. 把叶栅看成一个开口体系或控制体, 燃气和冷气内部都是力学现象和热学现象并存的复合现象, 因此, 必须把决定或控制这两种现象的单值条件量给足。决定燃气入口热力学状态的是 P_{g1} 和 T_{g1} , 而 u_{g1} 配合 P_{g1} 决定燃气入口侧动力学状态, 由于承认两侧气体内部及其和叶壁之间存在动量交换和能量交换, 因此必须把和这两种交换有关的物性参数 μ_{g1} 、 Cp_{g1} 、 λ_{g1} 和 μ_{c1} 、 λ_{c1} 及 Cp_{c1} 置入变量行列。燃气侧栅后控制面上应置入 P_{g2} , 栅后可控参数也只此一个。由于冷气侧背压取决于燃气侧压力从而取决于过程内部机理, 因此冷气侧可控参数只有进口侧的 P_{c1} 和 T_{c1} 。

2. 发动机和实验叶栅使用相同的叶片和叶栅参数, 二者应具有相同的 L_g 和 L_c , 本可不列入, 只是由于置入后量纲分析会简易些, 才暂予列入。

3. 和无限空间绕流问题不一样, 在本问题中燃气栅前流速 u_{g1} 和冷气进口流速 u_{c1} 取决于流量, 从而取决于内部机理, 不属单值条件量, 或者说在给定燃气的 P_{g1} 、 T_{g1} 和 P_{g2} 及冷气的 P_{c1} 、 T_{c1} 之后, 它们已失去做为单值条件量的资格, 因此, 本不应在(2)式中列入 u_{g1} 及 u_{c1} , 现把它们列入, 仅仅是便于量纲分析。

这是一个存在较大比例的热能和机械能互相转化的过程, 因此, 在本系统中热量(Q)失去作为独立的基本量纲的资格, 故只能采用以下四个在单位或量纲上互相独立的参数作为基本测量单位, 它们是 L_g 、 u_{g1} 、 P_{g1} 和 T_{g1} , 用它们构成一个完整的单位系统去度量(2)式中的各量, 可得:

$$\frac{T_{g1} - \bar{T}_w}{T_{g1}} = f \left(1, 1, \frac{P_{g2}}{P_{g1}}, 1, \left[\frac{\mu_{g1}}{P_{g1} \frac{L_g}{u_{g1}}} \right], \frac{Cp_{g1}}{\left[\frac{u_{g1}^2}{T_{g1}} \right]} \left[\frac{\lambda_{g1}}{\frac{P_{g1} u_{g1} L_g}{T_{g1}}} \right] \right. \\ \left. 1, \frac{P_{c1}}{P_{g1}}, \frac{T_{c1}}{T_{g1}}, \left[\frac{\mu_{c1}}{P_{g1} \frac{L_g}{u_{g1}}} \right], \frac{Cp_{c1}}{\left[\frac{u_{g1}^2}{T_{g1}} \right]}, \left[\frac{\lambda_{c1}}{\frac{P_{g1} u_{g1} L_g}{T_{g1}}} \right], \frac{L_c}{L_g} \right) \quad (3)$$

对(3)式中所含各个无量纲性量团, 可据相似理论作进一步的处理:

(1) 据相似理论, 可将准则作幂乘组合, 但不能任意舍弃。燃气侧含 μ_{g1} 、 Cp_{g1} 及 λ_{g1} 的三个准则, 前二者相乘被第三者除, 可得 $Pr_{g1} \equiv \mu_{g1} Cp_{g1} / \lambda_{g1}$, 但保留 $\mu_{g1} / \left(P_{g1} \frac{L_g}{u_{g1}} \right)$ 和 $Cp_{g1} T_{g1} / u_{g1}^2$ 。对于冷气侧含 μ_{c1} 、 Cp_{c1} 和 λ_{c1} 的三个准则, 先和 P_{c1} / P_{g1} 、 T_{c1} / T_{g1} 、 u_{c1} / u_{g1} 、 L_c / L_g 四个量组合而得 $\mu_{c1} / \left(P_{c1} \frac{L_c}{u_{c1}} \right)$ 、 $Cp_{c1} / (u_{c1}^2 / T_{c1})$ 及 $\lambda_{c1} / (P_{c1} u_{c1} L_c / T_{c1})$, 但 P_{c1} / P_{g1} 、 T_{c1} / T_{g1} 、 u_{c1} / u_{g1} 和 L_c / L_g 尽皆保留; 第二步, 仿燃气侧处理法, 可得一个 $Pr_{c1} \equiv \mu_{c1} Cp_{c1} / \lambda_{c1}$ 。总之, 本步做法只改变准则形式而不作舍弃。

(2) L_c / L_g 和发动机上一样, 自然保证, 可舍弃。

(3) 前面已经提到, 由于 u_{c1} 及 u_{g1} 不属单值条件量, 故 u_{c1} / u_{g1} 本身应予取消, 并应设法从一切含有它们的准则中去除。因此, 由 $\frac{P_{g1} L_g}{\mu_{g1} u_{g1}} \left(\frac{u_{g1}^2}{Cp_{g1} T_{g1}} \right)^{\frac{1}{2}}$ 可得 $\frac{P_{g1} L_g}{\mu_{g1} \sqrt{Cp_{g1} T_{g1}}}$, 并由 $\frac{P_{c1} L_c}{\mu_{c1} u_{c1}} \cdot \left(\frac{u_{c1}^2}{Cp_{c1} T_{c1}} \right)^{\frac{1}{2}}$ 得 $\frac{P_{c1} L_c}{\mu_{c1} \sqrt{Cp_{c1} T_{c1}}}$ 。

(4) 考虑到 Pr_{g1} 和 Pr_{c1} 在广泛的温度范围内变化不大, 而且依据传热学知识, 认为它们在准则式中以 Pr_{c1} / Pr_{g1} 起作用是有道理的, 且该比值本身变化更小, 故可从(3)式中把 Pr_{c1} 和 Pr_{g1} 去掉。

(5) 考虑到叶栅和发动机具有相同的 L_g 和 L_c , 又可将 $\frac{P_{g1} L_g}{\mu_{g1} \sqrt{Cp_{g1} T_{g1}}}$ 及 $\frac{P_{c1} L_c}{\mu_{c1} \sqrt{Cp_{c1} T_{c1}}}$ 中的 L_g 及 L_c 去掉。

于是, 我们可把模拟条件写成:

$$\frac{T_{g1} - \bar{T}_w}{T_{g1} - T_{c1}} = \frac{T_{g1}}{T_{g1} - T_{c1}} \cdot f_2 \left(\frac{P_{g2}}{P_{g1}}, \frac{P_{c1}}{P_{g1}}, \frac{T_{c1}}{T_{g1}}, \frac{P_{g1}}{\mu_{g1} \sqrt{Cp_{g1} T_{g1}}}, \frac{P_{c1}}{\mu_{c1} \sqrt{Cp_{c1} T_{c1}}} \right) \quad (4)$$

把 $\frac{T_{g1} - \bar{T}_w}{T_{g1}}$ 改成 $\frac{T_{g1} - \bar{T}_w}{T_{g1} - T_{c1}}$ 只不过是迁就习惯用法, 显然, 乘子 $\frac{T_{g1}}{T_{g1} - T_{c1}} =$

$f\left(\frac{T_{c1}}{T_{g1}}\right)$, 所以增加 $\frac{T_{g1}}{T_{g1} - T_{c1}}$ 这个乘子并不增加模拟条件。

如果在实验器上有可能变动工况做系列性实验, 照惯例可把实验数据整理成如下形式的经验关系式:

$$\frac{T_{g1} - \bar{T}_w}{T_{g1} - T_{c1}} = C \cdot \left(\frac{P_{g2}}{P_{g1}}\right)^{n_1} \cdot \left(\frac{P_{c1}}{P_{g1}}\right)^{n_2} \cdot \left(\frac{T_{c1}}{T_{g1}}\right)^{n_3} \cdot \left(\frac{P_{g1}}{\mu_{g1} \sqrt{C_{p_{g1}} T_{g1}}}\right)^{n_4} \cdot \left(\frac{P_{c1}}{\mu_{c1} \sqrt{C_{p_{c1}} T_{c1}}}\right)^{n_5} \quad (5)$$

由(4)式及(5)式可见, 对于静叶冷效的发动机工况模拟实验来说, 一共有五项模拟条件。从实际实验操作来看, 和原先我国传统进行的冷却结构优劣比较性实验做对比, 只增加了一项重大的实验要领: 为了模拟发动机工况, 当实验的绝对压力水平降低后, 必须相应地降低实验的绝对温度水平。最后两个参数 $\frac{P_{g1}}{\mu_{g1} \sqrt{C_{p_{g1}} T_{g1}}}$ 和 $\frac{P_{c1}}{\mu_{c1} \sqrt{C_{p_{c1}} T_{c1}}}$ 就是对实验的绝对压力水平和绝对温度水平做出规定的具体依据。

现以某型实验器对某型发动机的设计工况的模拟实例来具体领略这些模拟条件的应用。该实验器的最大可用压力为 $7 \times 10^5 \text{ Pa}$, 最大可用燃气温度为 1300 K , 当然, 这时模拟条件的限制已不是最高可用燃气温度, 真正的限制是冷气进口温度不能低于经冷却或不经冷却的实验系统的压缩气温度。模拟条件摸底计算结果见下表。

实验器对发动机工况模拟实例参数计算表

参 数 名 称	符 号 及 单 位	某型机设计工况 参 数	某型冷效实验器模拟参数估算实例		
			工 况 I	工 况 II	工 况 III
栅前燃气压力	P_{g1} (bar)	24.47	7	7	7
估计可能的栅后燃气压力	P_{g2} (bar)	14.68	4.2	4.2	4.2
栅前燃气温度	T_{g1} (K)	1600	1300	600	700
进叶片前的冷气温度	T_{c1} (K)	826	671	309	361
进叶片前的冷气压力	P_{c1} (bar)	20.4	5.83	5.83	5.83
栅后对栅前燃气压力比	P_{g2}/P_{g1}	0.6	0.6	0.6	0.6
冷气压对燃气压之比	P_{c1}/P_{g1}	0.833	0.833	0.833	0.833
冷气温度对燃气温度之比	T_{c1}/T_{g1}	0.516	0.516	0.516	0.516
栅前温度下燃气动力粘性系数	μ_{g1} (kg/m.s)	5.5×10^{-6} (1600K)	4.79×10^{-6} (1300K)	2.84×10^{-6} (600K)	3.16×10^{-6} (700K)
冷气进口温度下动力粘性系数	μ_{c1} (kg/m.s)	3.695×10^{-6} (826K)	3.226×10^{-6} (671K)	1.888×10^{-6} (309K)	2.121×10^{-6} (361K)
栅前燃气温度下等压比热	$C_{p_{g1}}$ (KJ/kg.k)	1.386 (1600K)	1.325 (1300K)	1.143 (600K)	1.174 (700K)
冷气进口温度下等压比热	$C_{p_{c1}}$ (KJ/kg.k)	1.1039 (826K)	1.0684 (671K)	1.0063 (309K)	1.010 (361K)
$\frac{P_{g1}}{\mu_{g1} \sqrt{C_{p_{g1}} T_{g1}}}$	(1/m)	2.988×10^7	1.113×10^7	2.976×10^7	2.444×10^7
$\frac{P_{c1}}{\mu_{c1} \sqrt{C_{p_{c1}} T_{c1}}}$	(1/m)	5.782×10^7	2.133×10^7	5.538×10^7	4.552×10^7

由计算表可见, 只有把实验器上的燃气温度压低至 600 K 及冷气进口温度相应地压低至 309 K (36°C) 的情况下, 才能使模拟参数接近发动机工况, 只有在这种实验条件下所取得的相对冷效 $\bar{\theta}$ 才可推至发动机设计工况。如果发动机维持表上的温度水平而提高了增压比, 则目前的实验器已不能顺利地模拟发动机设计工况。

可以看出, 在按比例降低两侧温度时, 燃气侧的 $\frac{P_{g1}}{\mu_{g1} \sqrt{C_{p_{g1}} T_{g1}}}$ 和冷气侧的 $\frac{P_{c1}}{\mu_{c1} \sqrt{C_{p_{c1}} T_{c1}}}$ 基本上同步抵发动机设计工况的值, 这对模拟是有利的。

四、结 论

1. 对于冷却结构优劣比较性实验而言, 把实验数据整理成 $\bar{\theta} = CK_G^{n_1} K_T^{n_2} Re_g^{n_3}$ 的做法是可以的, 但由于 K_G 、 K_T 和 Re_g 不能锁死工况, 为了使评价标准统一, 必须注意使各种结构在基本相同的压力和温度的范围内进行实验, 甚至规定全国统一的实验标准——压力水平和温度水平。

2. 对于静叶的发动机工况模拟实验, 用本文所推导的 5 个参数作为模拟条件是合理的。

3. 一般实验是使 $\frac{P_{g2}}{P_{g1}}$ 、 $\frac{T_{c1}}{T_{g1}}$ 及 $\frac{P_{c1}}{P_{g1}}$ 和发动机设计工况一致, 以维持 K_G 、 K_T 和发动机设计工况一样。但由于 P_{g1} 受限, 从而使绝对流量水平 (以 Re_g 表征) 上不去, 于是认为只要按 Re_g 来调, 即以 $\bar{\theta} - Re_g$ 曲线外推至发动机设计工况的 Re_g 水平即可, 但这是不妥当的。因为按这种理论在工况模拟实验中绝对流量水平是不许降低的, 但实际上根据相似理论, 降低 P_{g1} 所导致的流量下降是可用温度水平下降做为补偿的。

参 考 文 献

- [1] 沈阳航空发动机研究所, “高温涡轮气冷叶片冷却效果试验研究”, B307-78, 1978。
- [2] 中国航空情报研究所, 高温涡轮文集, 1972.10。
- [3] 西安航空发动机公司, “叶片冷却性能的模化试验”, 红旗技术, No.1, 1979。

(责任编辑 杨 帆)

DEVELOPMENT OF AIRCRAFT ENGINE COMBUSTORS

Zhou Xiaoqing

(Ministry of Aviation Industry)

Abstract

The principal requirements of combustors for advanced, high-tech aircraft engines are reviewed in this paper. Key technologies are briefly described and new development approaches are introduced.

Combustors will be developed continuously in the direction of improving performances, shortening length, increasing reliability and durability, reducing exhausting gas pollution, and utilizing alternating fuels, the last one is the key to the success of wide application of industrial gas turbines.

Various new combustor concepts are in study both abroad and home, including double-annular combustors, vorbix, axially or radially staged combustors, varying geometry combustors, twin recirculation combustors, horse shoe combustor dome, vortex burning afterburner, barchane dune flame-holder and so on. Among the key technologies for advanced combustors, improving spray quality and combustor-dome fuel-air mixture preparation, and developing advanced cooling schemes and heat-resisting materials are in the first priorities.

Rapid progress of computer and laser technologies strongly influences a variety of science and technology fields, combustor is no exception. The main aspects of computer modeling and laser diagnostics of combustion processes are briefed, and a new empirical/multidimensional analytical design methodology is surveyed, which is believed to become a new approach to studying, designing and developing advanced combustors.

FUNCTIONS OF TURBINE BLADE COOLING EFFECTIVENESS EXPERIMENTATION

Qiu Xuguang

(Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

The functions of available equipment for cooling effectiveness of turbine blade are surveyed, and the corresponding experimental methodology is considered,

which is divided into two classes, by comparison and by simulation. Stress is put on the simulating experimentation.

It is indicated that even if the values of the ratio of cooling mass flow K_G , ratio of air temperature to gas temperature K_T and Reynolds number of gas flow Re_g remain constant, the operating state of the cascade is not definite, i.e. the turbine cascade may work at various level of temperature and pressure. In consequence it is proposed to specify a range of temperature and pressure for a comparative experiment.

In respect of the simulation experimentation the following relationship of the similarity criterions is formulated on the basis of theory of similarity,

$$\theta = \frac{T_{g1} - T_w}{T_{g1} - T_{c1}} = f \left(\frac{p_{g2}}{p_{g1}}, \frac{p_{c1}}{p_{g1}}, \frac{\mu_{g1} \sqrt{c_{pg1} T_{g1}}}{p_{g1}}, \frac{\mu_{c1} \sqrt{c_{pc1} T_{c1}}}{p_{c1}} \right)$$

here the θ is relative cooling effectiveness, the T_{g1} and T_{c1} are the temperatures of gas and cooling air respectively at inlet of the cascade, p_{g1} and p_{g2} are gas pressures at inlet and exit of the cascade, p_{c1} is air inlet pressure, μ_{g1} and c_{pg1} are viscosity and specific heat of gas at temperature T_{g1} , μ_{c1} and c_{pc1} are those of cooling air at temperature T_{c1} .

An important criterion of simulation is introduced that the experimental temperature must be lowered as the experimental pressure drops.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF LOCAL HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS BY IMPINGEMENT COOLING

Ren Linghua and Zheng Jirui
(Nanjing Aeronautical Institute)

Abstract

The simulation of the local heat transfer characteristics of the leading edge region of a turbine blade by impingement cooling of concave surface with a row of circular air jets has been investigated experimentally.

The effects of Reynolds number, the dimensionless distance between the jet and the target, the compound geometrical configurations both of the impingement tube and target on the local heat transfer coefficients are discussed. The special distributions of local heat transfer coefficients are also analyzed.

It is found from a large amount of experiments that the heat transfer coefficient distribution is not a simple Gauss function. The Gauss function fits the experimental data satisfactorily only at the stagnation region, while the local heat transfer coefficients in the jet region at the wall can be expressed in exponent functions.