

无隙锥形旋流器 燃烧室中流场的分叉现象*

清华大学 焦树建** 李进 刘静 陈利如

【摘要】 本文概述了用实验方法验证的在无隙锥形旋流器燃烧室中发生的流场的分叉现象及其特性,并初步介绍了出现分叉现象的成因,从而揭示了这种燃烧室燃烧火焰脉动的根源。

关键词: 无隙锥形旋流器 燃烧室 流场 分叉现象

1 前言

在我国自行设计制造的机车燃气轮机燃烧室中,曾试验过无隙锥形旋流器,如图1(a)所示(1 喷油嘴,2 环形引气隙缝,3 保护帽,4 出口环形隙缝,5 旋流叶片,6 束腰环)。试验表明^[1]:装有这种旋流器的燃烧室的燃烧稳定性是相当差的,它表现为:在某些低负荷工况下,燃烧火焰会发生相当强烈的脉动,致使流经燃烧室的空气流率、排气温度 t_3 以及火焰管的锥顶壁温 t_b 都将发生相应的脉动,燃气轮机就无法在特定的工况下稳定地运行。图2中给出了后两种参数的脉动情况。

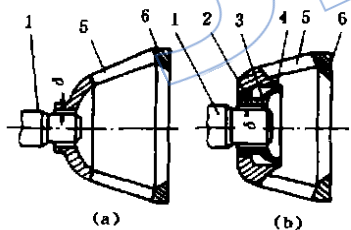


图1 新旧旋流器的结构对比(a)旧“无隙”(b)“有隙”

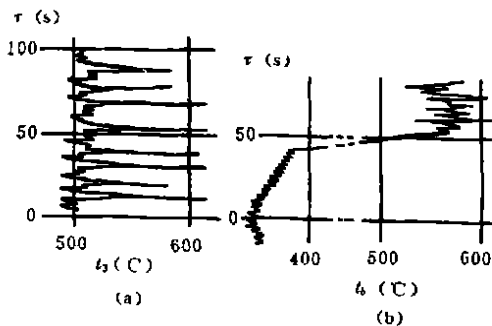


图2 t_3 和 t_b 的脉动记录

根据观察和试验发现:在这种燃烧室中可以同时存在两层独立的火焰,一层靠近火焰管锥顶的外侧火焰和另一层偏近于火焰管轴线的内侧火焰。由于旋流器几何尺寸的变异,这两层火焰的强度将有所不同,它们可以派生出以下4种火焰形态:(1)外侧火焰与内侧火焰共存的等强度的双层火焰;(2)以外侧火焰为稳定源,内侧火焰为脉动源的双层火焰;(3)以内侧火焰为

稳定源, 外侧火焰为脉动源的双层火焰; (4) 靠近火焰管锥顶的单层外侧火焰。当燃烧室中出现前 3 种双层火焰时, 只有在负荷相当高的工况下, 燃烧火焰才是稳定的。否则, 两层火焰中总会发生一层火焰的时燃时灭现象, 导致火焰的强烈脉动。只有当改用图 1(b) 所示的有隙锥形旋流器时, 火焰的脉动才能消除, 那时将只形成一个稳定的偏近火焰管轴线的内侧火焰。

“有隙”和“无隙”锥形旋流器的主要区别是: “无隙”旋流器的中心部位加装了一个保护帽 3, 它可以从喷油嘴的周围以及保护帽外侧的环形间隙 2 处, 向旋流器内导入少量的空气射流。当把这个起导气作用的环形间隙 2 堵死后, “有隙”方案的燃烧特性就与“无隙”方案者基本一致了。那么, 为什么在“无隙”方案中会出现燃烧火焰的强烈脉动现象呢? 这必然与火焰管内气流的流场有密切关系。试验表明: 在无隙旋流器的作用下, 火焰管内的气流流场结构会发生分叉现象, 它为火焰的脉动提供了前提。

本文论述用实验方法测定的在“无隙”方案中出现的气流流场的分叉现象及其特性。为判别出现分叉现象时气流流场变异, 用边界探针来测量流场的回流区边界; 用 X 型热线风速仪和五孔测速探针来测量气流的三维速度场。此外, 还测定了旋流器前的静压、束腰环出口处的总压和静压场、流经旋流器的空气流率, 以便显示出现分叉现象时工况参数的变化。

2 流动的分叉现象

在文献[2]的试验中发现: 由“无隙”锥形旋流器形成的流场结构是会发生分叉现象的。其外观特征是: 当流经旋流器的空气流率和静压调定后, 在旋流器束腰环的出口处由火焰管锥顶所包围的空间域内, 会首先形成一个完全稳定的气流流场。那时, 该流场的速度分布特性以及回流区边界是完全确定的。但是, 当沿火焰管锥顶的壁面朝火焰管的中心轴线方向, 对气流施加一个“内压性”的扰动, 或是沿火焰管的中心轴线方向, 对气流施加一个“阻挡性”的扰动, 那么, 在上述空间域内的原有流场将被破坏, 从而出现一个速度分布特性和回流区边界尺寸迥然不同的, 但也能完全稳定的新流场。其中一个流场的主气流比较偏近于火焰管中心的轴线, 流动噪声较小, 流经旋流器的压降较低, 而空气流率稍大(称之为“第 1 种稳态流动工况”), 另一个流场的主气流则比较远离火焰管的中心轴线, 流动噪声较大, 流经旋流器的压降稍高, 而空气流率则略小(称之为“第 2 种稳态流动工况”)。当气流处于第 1 种稳态流动工况时, 需要对气流施加前述那种“阻挡性”扰动, 就能使之转化为第 2 种稳态流动工况; 当气流处于第 2 种稳态流动工况时, 则需要对气流施加“内压性”扰动, 才能使之转化为第 1 种稳态流动工况。

试验进一步表明: 当喷油嘴的进气间隙尺寸 $\delta = 3\text{mm}$, 而束腰环出口的气流平均速度 $w_s = 20 \sim 90\text{m/s}$ 时, 第 1 种稳态流动工况和第 2 种稳态流动工况都能稳定地出现, 经扰动后, 彼此可以相互转化。但是, 当束腰环出口流速较高时(即流经旋流器的空气流率增大时), 出现第 1 种稳态流动工况的几率却增大, “阻挡性”扰动虽能迫使第 1 种稳态流动工况转化为第 2 种稳态流动工况, 但后者的稳定性较差, 当它经受了一个微弱的“内压性”扰动后, 就会很容易地转化为第 1 种稳态流动工况。这就是说, 当流经旋流器的空气流率增大时, 分叉现象将渐趋消失, 流场将更多几率地稳定于第 1 种稳态流动工况之下。

3 分叉流场的特性

图 3~5 中给出由试验测得的第 1 种稳态流动和第 2 种稳态流动工况下的回流区边界和轴向速度场与切向速度场的示图。由这些示图中可以清楚地看出分叉流场的特性。

(1) 无论在第 1 种或第 2 种稳态流动工况下, 在旋流器束腰环的出口处由火焰管锥顶包围

的空间域内,同时会出两个回流区,如图 3 所示(1 第 2 种稳态的外侧回流区边界;2 第 1 种稳态的外侧回流区边界;3 第 2 种稳态的内侧回流区边界;4 第 1 种稳态的内侧回流区边界)。其中一个是比较偏近于火焰管中心轴线的内侧回流区;另一个则是比较靠近火焰管锥顶壁面的外侧回流区。在第 1 种稳态流动工况下,内侧回流区的尺寸较小,而外侧回流区的尺寸较大;但第 2 种稳态流动的情况适得其反,内侧回流区的尺寸较大,而外侧回流区的尺寸较小。

(2) 当旋流器出口束腰环上的气流平均速度 $w_s = 30 \sim 75 \text{ m/s}$ 时,无论是第 1 种稳态流动工况还是第 2 种稳态流动工况,各自特有的内、外侧回流区边界基本上都是各自重合的,如图 3 所示,它们不会因速度的变化而差异太大。

(3) 当旋转射流由旋流器的束腰环出口流出时,由于自身的旋转运动,为内侧回流区的形成创造了条件。外侧回流区则主要是由于旋转射流在束腰环外缘与火焰管锥顶之间的空域内发生脱离现象而形成的。

(4) 在第 1 种稳态流动工况下,由于旋转射流流出束腰环时的自由扩散角比较小(这一点可以从图 4(a)的点划线 2 中看得很清楚,图 4(a)中 1 外侧回流区边界;2 最大顺流速度点的轨迹;3 内侧回流区边界),因而它能形成小尺寸的内侧回流区和大尺寸的外侧回流区。但是,在第 2 种稳态流动工况下,由于旋转射流流出束腰环时的自由扩散角会加大很多(这一点可以从图 4(b)的点划线 2 中看得很清楚,图 4(b)中的 1、2、3 含义同图 4(a)),致使能够形成大尺寸的内侧回流区和小尺寸的外侧回流区。

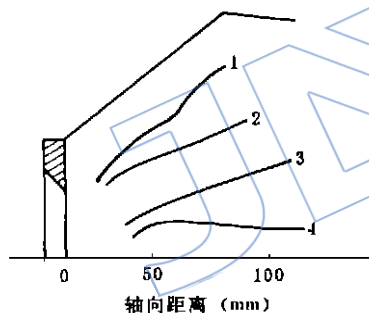


图 3 两种稳态工况下的两组回流区边界($w_s = 30 \sim 75 \text{ m/s}$)

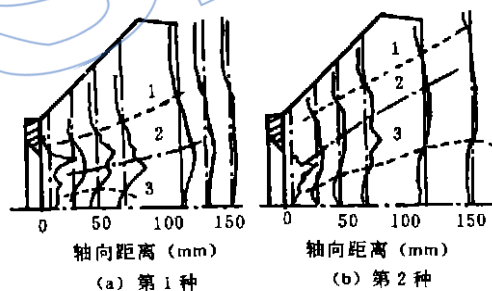


图 4 两种稳态流动时的轴向速度场($w_s = 45 \text{ m/s}$)

(5) 当 $w_s = 30 \sim 75 \text{ m/s}$ 时,无论是第 1 种还是第 2 种稳态流动工况,在一定程度上反映旋转射流自由扩散角大小的最大顺流速度点的各自特定的轨迹线,基本上也是各自重合的,它们也不因速度的变化而差异太大。

(6) 在第 1 种稳态流动工况下,由于顺向流动的主气流的通流面积尺寸要比第 2 种者小(如图 4(a)与(b)所示),因而其轴向速度的绝对值和速度梯度都要比第 2 种工况者大。

(7) 从图 5 中可以看到:无论是第 1 种还是第 2 种稳态流动工况,外侧回流区中回流气流的切向速度都是比较小的;而内侧回流区中回流气流的切向速度却是比较高的。这个现象说明:因气流脱离现象而形成的外侧回流与旋转主气流之间的质量交换是比较少的,因而它很难被旋转的主气流带动。与此相反,内侧回流则是由于主气流的高速旋转所形成的低压效应造成的,它与旋转主气流之间进行着比较强烈的质量交换,因而它能被旋转的主气流带动着,以稍高的切向速度一起旋转。

(8) 在两种稳态流动工况下气流的切向速度场也有很大差异(图 5)。在第 1 种稳态流动工况下, 旋转主气流的切向速度要衰减得比第 2 种工况者缓慢很多。这是由于前者的内侧回流区尺寸比较小, 因而消耗旋转主气流的切向动能也比较少的缘故。反之, 在第 2 种工况下, 旋转主气流的切向速度衰减得非常迅速, 其中一部份可转化为热能, 致使在试验时会感觉到主气流的温度略有增高的趋势。

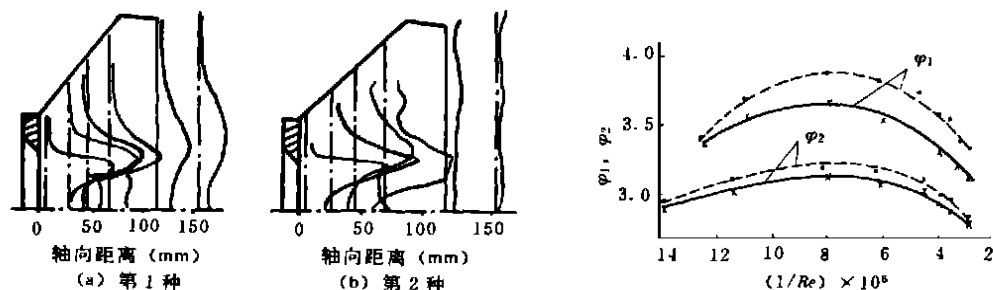


图 5 两种稳态流动时的切向速度场($w_s = 45 \text{ m/s}$) 图 6 两种稳态流动时 φ_1 和 φ_2 随 Re 的变化($\delta = 3 \text{ mm}$)

(9) 当第 1 种和第 2 种稳态流动工况相互转化时, 流经旋流器的空气流率和静压, 以及在旋流器束腰环出口处的总压场和静压场都会自动地发生变化。第 1 种稳态流动工况下的空气流率略大, 流阻损失也较小。第 2 种工况者则反之。两种工况下流阻损失系数 φ_1 和 φ_2 随雷诺数 Re (按束腰环直径及其流动参数计算的 Re 数) 的变化关系, 如图 6 所示。图 6 中

$$\varphi_1 = (p_1^* - p_a) / [(1/2) \rho_s w_s^2], \quad \varphi_2 = (p_i^* - p_s) / [(1/2) \rho_s w_s^2]$$

式中, p_1^* 为旋流器前气流的总压; p_a 为大气压力; p_s 为束腰环出口处气流的平均静压; ρ_s 为束腰环出口处气流的平均密度。显然, 图 6 所示曲线具有分叉现象的特征。

为什么在“无限”锥形旋流器条件下会发生气流流动的分叉现象呢? 从理论上讲, 由旋流器产生的气流流场是由非线性的 N-S 方程控制的, 它具有多重稳定解的内在因素。这是产生分叉现象的数学基础和必要条件。此外, 在流动过程中还必须具备驱使流动体系远离平衡态, 使其出现分叉现象的反馈步骤。这是产生分叉现象的物理基础和充分条件。研究表明: 由于锥形旋流器的迎风面(参见图 1(b))是一个不良流线体, 在主气流绕流流入旋流叶片之前, 会在迎风面与喷油嘴之间的空域内形成分离气涡, 它们刚好位于喷油嘴间隙 δ 和环形引气隙缝 2 之前。当喷油嘴与旋流器的内轮毂之间存在一个尺寸适当的导流间隙 δ 时, 就会通过这个间隙向旋流器的内腔提供一定数量的平面射流。因而由无限锥形旋流器造成的燃烧空间的气流流场, 实际上是由通过旋流叶片的作用而产生的旋转射流和通过导流间隙 δ 的平面射流的相互组合而形成的。当这股射流的流量一定时就会在束腰环的出口处由火焰管锥顶所包围的空间域内形成一个特定的气流流场。当这个流场受到“内压性”或“阻挡性”扰动后, 旋流器内腔中的气流压力就会变化, 也就是改变了导流间隙 δ 前后的压差, 这会促使流入旋流器内腔的平面射流流量自动发生变化, 当然, 通过旋流叶片进入旋流器内腔的旋流射流流量相应地也会发生变化。这两股射流的重新组合就会在燃烧空间形成一个新的气流流场。在旋流器迎风面与喷油嘴之间的空域内存在的分离气涡, 则为两种流动工况相互转化的稳定性提供了保证。也就是说, 一个尺寸合适的喷油嘴导流间隙 δ 以及位于它前面的分离气涡的存在为形成分叉现象的

反馈步骤提供了物理基础。关于在无隙锥形旋流器条件下,为什么会发生气流流动分叉现象的实验验证和分析,将在另文中详述。

4 结 论

(1) 在无隙锥形旋流器的燃烧室中,于特定的条件下是会发生气流流动的分叉现象的。

(2) 由于分叉现象的存在,流动域内将出现两种不同形态的流场,它们都是相对稳定的。当受到外界扰动后,这两种稳态流场是可以相互转化的。在喷油嘴的导流间隙 $\delta = 3\text{mm}$ 的情况下,当空气流率增大时,出现第 1 种稳态流动工况的几率将增大,第 2 种稳态流动工况会逐渐失去其稳定性。

(3) 这两种稳态流动的流场特性是完全不同的。第 1 种工况:①小尺寸的内侧回流区;②大尺寸的外侧回流区;③旋流射流的自由扩散角较小;④顺流区的通流面积小,主气流的轴向速度和速度梯度大;⑤主气流的切向速度衰减缓慢;⑥旋流器的压降小,空气流率略大;⑦噪声小。第 2 种工况:①大尺寸的内侧回流区;②小尺寸的外侧回流区;③旋流射流的自由扩散角较大;④顺流区的通流面积大,主气流的轴向速度和速度梯度小;⑤主气流的切向速度衰减得很快;⑥旋流器的压降略大,空气流率略小;⑦噪声大;⑧主气流的温度略有增高。

(4) 显然,流场的分叉现象为燃烧火焰的脉动提供了条件。

参 考 文 献

- 1 祁海鹰,焦树建 有隙锥形旋流器燃烧稳定性的试验研究 清华大学学报(自然科学版) 热力涡轮机专辑, S5, 1988(28)
- 2 蔡瑞中 燃气轮机燃烧室内湍流流场的实验研究与数值计算: [学位论文] 清华大大学, 1989

(责任编辑 魏星禄)

the cascade. The results show that the modification of the end part at the trailing edge of the original blade (which is different from end-bend) would effectively improve the exit air angle spanwise distribution and meet the need of the inlet air angle of next row blades, on condition that the total pressure loss coefficient does not change or decrease. The test results also indicate that although the camber angle of the blades in the end part decreases due to the modification, the passage mass-averaged value of the camber angle changes few. Otherwise, the air flow through the cascade is the same to the original or even better. This technique has been successfully applied to improving both stall margin and efficiency of axial multistage compressors and to depressing the unsteady pressure disturbance.

A NEW METHOD FOR SOLVING LOCAL FLOW NEAR LEADING OR TRAILING EDGE OF AN AIRFOIL

Liu Gaoliang and He Hong

(Shanghai Institute of Mechanical Engineering)

ABSTRACT A new algorithm coupled with the variational finite element method (FEM) is presented for solving the local flow near the leading or trailing edge of an airfoil or cascade. The solution of the local flow is considered as a combination of two parts. One of them is the approximate analytical solution of the flow near the stagnation point, it absorbs the greatly changing part in the original solution and makes the rest a more smooth distribution with better analytical nature which can be computed more accurately. Taking advantage of the variational principles, it is possible to locate the stagnation point more precisely and automatically. The numerical results show that the method described is effective to solve the subsonic flow accurately, especially in conditions with non-zero angle of attack. The theory can be coupled with the variational difference method as well as the variational FEM.

3-D ANALYSIS OF CIRCUMFERENTIAL GROOVED CASING TREATMENT

Du Zhaohui (Shanghai Jiaotong University)

Liu Zhiwei (Northwestern Polytechnical University)

ABSTRACT The 3-D incompressible steady time-averaged N-S equation, continuity equation and $k-\epsilon$ turbulence model equations are applied to calculating the flow field in the cascade passage with circumferential grooved casing treatment. The mechanism of extending stability of the circumferential grooved casing treatment is elaborated by means of a 3-D viscous numerical simulation. It is revealed that a pressure difference between suction side and pressure side induces a strong gas flow which is absorbed in the pressure side and poured out from the suction side. This flow can blow off the low energy boundary layer efficiently to retard the stall emergence. The physical model and the flow pattern of the flow fields affected by inductive velocities are described. This is a new approach to analysis and design of the compressor casing treatment.

A BIFURCATION PHENOMENON IN COMBUSTOR WITH A NON-SLOT CONICAL SWIRLER

Jiao Shujian, Lee Jin, Liu Jing, Chen Liru

(Tsinghua University)

ABSTRACT A bifurcation phenomenon was discovered by experiments in a gas turbine combustor with a non-slot conical swirler. With different kind of perturbation, two different flow patterns may be found in the liner of this gas turbine combustor separately. The characteristics of these two flow patterns are quite different as described in great detail in this

paper. In addition, a brief analysis of the causes for initiation of this phenomenon was made on the basis of the experiments. Therefrom it is shown, that this phenomenon will cause flame periodical fluctuation.

AN EXPERIMENTAL STUDY ON FLUID FRICTION AND HEAT TRANSFER IN COMPLEX NONCIRCULAR PASSAGES

Chang Haiping, Huang Taiping, Yang Yansheng

(Nanjing University of Aeronautics and Astronautics)

ABSTRACT

Due to the effect of centrifugal force in an operating turbine, the passage between the tenon of blade root and the mortise of the disk is formed as complex noncircular flow passage. The characteristics of flow friction and heat transfer in this kind of noncircular passages are investigated experimentally. It is discovered that the "multiple flow states" occur in the noncircular passages and some special features exist in the flow friction and heat transfer characteristics. The criteria of the flow friction and heat transfer are obtained for this case.

LOADING MODELS FOR BIRD IMPACTING ON BLADES

Yin Jing, Gao Deping, Fan Erming

(Nanjing University of Aeronautics and Astronautics)

ABSTRACT

In order to predict the blade response to bird impact, it is necessary to establish the bird impact loading models at the first. For this purpose, the following research work has been completed: (1) Analyzing the physical process of the bird impact according to the theory of high-speed stroke dynamics, (2) accomplishing the loading experiments of the bird impact, and (3) studying the effect of the various factors of the bird impact loading on the blade response by means of computer numerical simulation. Based on the synthesis of the above research results, some methods and principles for the bird impact loading models are obtained. They are the method of determining the impulse and loading duration, the method for selecting the force-time function and the principles of determining the spatial factors of the loading including the load types, the loading location and the spatial distribution of the loads. These methods and principles are applicable to establishing the bird impact loading models.

REAL-TIME SIMULATION OF A TWO-SPOOL TURBOJET BY PARALLEL PROCESSING

Zeng Qinfu, Zhang Yandong, Guan Yanshen

(Northwestern Polytechnical University)

ABSTRACT

A real-time simulator of a two-spool turbojet is introduced, which is implemented with a parallel processor/microcomputer system. A PC286 microcomputer is used as the host computer, and four TM S32020 digital signal processors are chosen as processing units of the parallel system. The A/D and D/A boards serve as the interfaces of the hardware-in-the-loop simulation of the engine control system. For the parallel processing, it is necessary to partition the aerothermodynamic model of the two-spool turbojet. The elements of Jacobian matrix of Newton-Raphson's iterative method are calculated parallelly in the 4 processing units. The whole real-time simulation was carried out under the control of the simulation support software, which guaranteed synchronous operation and communication between different processing units, A/D, D/A, the display, and the storage. The real-time engine simulator has been applied to the hardware-in-the-loop simulation for an engine digital control system. The simulation frame cycle time is 29.6 milliseconds.