

Siren(旋笛式)激励系统的气动声学特性

丁志磊, 林宇震, 秦皓, 汤冠琼

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 基于 siren(旋笛式)激励系统,理论推导了旋笛产生的非定常脉动速度和双传声器法获得的声质点振动速度之间的能量转换关系,并通过系统的气动声学特性实验考察了激励强度、频率、马赫数以及传感器间距对声质点振动速度的影响,验证了理论模型.结果表明:由旋笛产生的非定常脉动速度并不完全转换为声质点振动速度,这种转换关系主要与马赫数有关.且当流体为不可压缩气体,即马赫数小于 0.3 时,能量转换因子与马赫数的平方成正比,马赫数越大,能量转换因子越大,非定常流动转换为声能的效率越高.

关 键 词: 旋笛式激励系统; 气动声学特性; 双传声器法; 能量转换因子; 燃烧不稳定性

中图分类号: V231.2

文献标志码: A

Aeroacoustic characteristic of siren incentive system

DING Zhi-lei, LIN Yu-zhen, QIN Hao, TANG Guan-qiong

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics of Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Based on siren incentive system, the energy transform relationship between unsteady flow fluctuation velocity brought by siren actuator and acoustic particle velocity got by the two-microphone technique was derived. And the effect of incentive intensity, frequency, Mach number and the sensor spacing on the acoustic particle velocity was studied through the aeroacoustic characteristic experiment, verifying the theoretical model. The results are as follows: acoustic particle velocity can't be fully converted by unsteady flow fluctuation velocity, the transform relationship between velocities mentioned above is related to Mach number. Under incompressible condition, Mach number less than 0.3, the energy transform factor is proportional to the square of Mach number, and the larger Mach number means, the larger energy transform factor, and the higher conversion efficiency of unsteady flow to acoustic energy.

Key words: siren incentive system; aeroacoustic characteristic;
two-microphone technique; energy transform factor;
combustion instability

贫油预混预蒸发(lean premixed prevaporized, LPP)燃烧技术在大幅降低 NO_x 等航空发动机主要污染物的同时,也容易引发燃烧不稳定性^[1-2].低阶热声模型是常用的燃烧不稳定性预测方法,但由于火焰燃烧过程受进口条件、旋流流

动、燃烧模式(如预混、非预混、分层等)等诸多条件的影响,加之当前对燃烧过程的研究还不是十分全面和透彻,到目前为止还没有适用于任何火焰的通用火焰描述模型.因此,许多研究通过实验方法^[3-5]来获取相关的火焰描述关系.这种火焰描

述关系,一般采用火焰传递函数(flame transfer function, FTF)来表达,它反映的是火焰的非定常化学反应释热对火焰上游非定常脉动速度的响应。

为了获取 FTF,实验中会人为地给燃烧系统增加外部激励,控制火焰上游的非定常脉动速度,从而观察和测量火焰的非定常化学反应释热,最终获得 FTF。目前,主要通过扬声器形成声源激励^[4,6-7]或通过往复式机械装置产生气流脉动激励^[8-10]两种方式来产生外部激励。由于扬声器受膜片结构强度和电子元件工作温度的限制,无法在高温高压条件下工作。因此,往复式的机械装置就成为了高温高压条件下获取 FTF 实验中最适用的外部激励器。

而在往复式机械装置中,Siren(旋笛式)激励器应用最广^[9-11]。国外 Eckstein^[9]在航空发动机燃烧低频振荡机理实验,Peluso 等人^[10]在比较自激和外激条件下贫油预混燃烧的火焰响应实验,Schuermans 等人^[11]在 FTF 的测量实验中的外部激励器都采用旋笛。国内宁智轶等人^[12]利用旋笛式高频气激实验器对单个非旋转叶片进行了气体激振实验研究,此外,超声旋笛还被用在了防垢降黏等方面^[13]。

在 FTF 的测量中,非定常速度的获取一般有热线(热膜)法^[14-15]和双传声器法^[4,16]。从低阶热声模型来说,特别是在采用了平面波假设的情况下,并考虑到管道几何尺寸、湍流流动复杂性、是否包含两相流以及实验环境,采用双传声器法要比热线(热膜)法的通用性更广。

然而,需要指出的是,双传声器法的测量原理^[17]是通过分解上/下行声波来获取声质点振动速度 $\hat{u}$,它与由旋笛产生的非定常脉动速度 u' (热线法获得)并不相同。因为对于 u' 来说,根据质量流量守恒,对于等截面的均匀流而言,各个截面处

的非定常速度是相同的。而 $\hat{u}$ 却在空间上大小发生变化。本文即是由理论分析得到 u' 和 $\hat{u}$ 之间的关系,并通过气动声学特性实验考察激励强度 P_u 、频率 f 、马赫数 Ma 以及传感器间距 Δx 对 $\hat{u}$ 的影响,验证理论模型。

1 Siren(旋笛式)激励系统

Siren(旋笛式)激励系统(下文简称系统)如图 1 所示,系统由管道/阀系统、旋笛、实验件安装机匣和出口直圆管组成。V1 分阀支管路和旋笛构成非定常气路,V2 分阀支管路则构成定常气路,非定常气路和定常气路汇集至实验件安装机匣。通过调节 V1 和 V2 分阀的开度可获得不同非定常流动的激励强度 P_u 。通过调节旋笛式激励系统的电动机转速控制脉动频率 f' 。流量通过圆管进出口压差控制,压差通过水排测量。

作为系统的关键部分,旋笛通过其转动动盘(电动机带动)和静止盘的相对转动使流通面积发生周期性变化,从而产生气流流量的周期性变化,在下游形成周期性的脉动速度。脉动的周期和波形则通过开孔数目和动盘转速、开孔形状控制。

实验件机匣出口为一等截面直圆管,可以测量管道内的非定常压力 (p_1' 和 p_2')。利用双传声器法获取系统非定常速度时,基本原理是在线性范围内,将平面波分解为正传播方向的波(其声压为 p^+)和负传播方向的波(其声压为 p^-),如图 2 所示。 p_1' 和 p_2' 分别指 1 号和 2 号传感器所测的压力。定义 2 号传感器的位置为轴向参考点, $x_2=0$,则 $x_1=-\Delta x$ 。根据欧拉方法,可以获得如下的声波传播关系^[17]:

$$\hat{p}_1 = \hat{p}^+ e^{-ik^+x_1} + \hat{p}^- e^{ik^-x_1} \quad (1)$$

$$\hat{p}_2 = \hat{p}^+ e^{-ik^+x_2} + \hat{p}^- e^{ik^-x_2} \quad (2)$$

式中的“ $\hat{\cdot}$ ”代表复数幅值(由幅值和相位构成), k^+

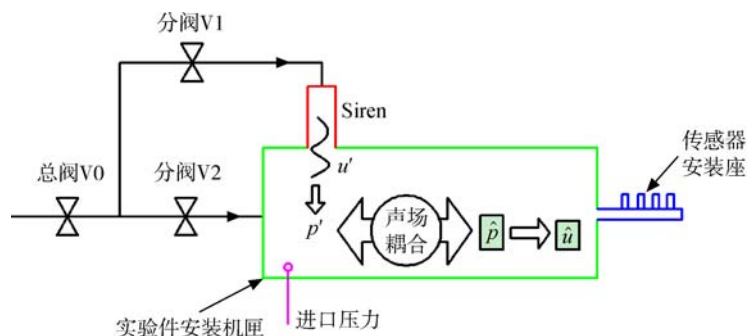


图 1 Siren(旋笛式)激励系统

Fig. 1 Siren incentive system

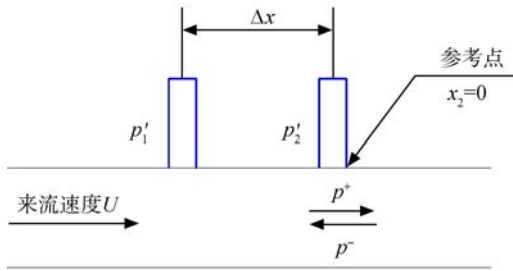


图2 双传声器法传声器相对位置

Fig. 2 Relative position of microphone by two-microphone technique

和 k^- 分别指正方向波数和负方向波数^[18], 它与波数 k 和 Ma 有关. 根据声波方程的解, 可以获得声质点振动速度 $\hat{u}$ 与声压复数幅值 $\hat{p}$ 之间的关系为^[1]

$$\hat{u} = \frac{\hat{p}^+ - \hat{p}^-}{\rho c} \quad (3)$$

式中 ρ 为密度, c 为声速.

尽管由 $\hat{u}$ 和 u' 并不相同, 但两者之间是有关系的. 如图1系统图中所示: 由旋笛产生的非定常脉动速度 u' 会导致静压波动 p' , 静压波动 p' 与容腔的声场耦合, 就会把能量传给声压 $\hat{p}$, $\hat{p}$ 又会引起 $\hat{u}$, 这样能量就从 u' 传到了 $\hat{u}$. 因此, 要研究 u' 与 $\hat{u}$ 之间的关系, 就应该从非定常流动、声场, 以及它们之间的耦合关系入手, 研究它们之间的能量转换关系.

2 理论模型

为了研究 $\hat{u}$ 和 u' 之间的关系, 首先定义能量转换因子 η , 以考察非定常流动能量转换为声能的效率.

$$\eta = \frac{(\hat{u})^2}{(u')^2} \quad (4)$$

2.1 非定常流动效应

从旋笛的工作原理来看, u' 是由流动面积发生周期性变化造成的, 也就是说整体流量或整体流速的变化, 因此这类周期性变化过程始终满足动量守恒或伯努利方程:

$$\tilde{p} + \frac{1}{2} \rho \tilde{u}^2 = \text{const} \quad (5)$$

上标“ $\sim$ ”指时间变化量. 对式(5)进行微分即有

$$\frac{d\tilde{p}}{\tilde{p}} = -\frac{\rho \tilde{u} d\tilde{u}}{\tilde{p}} \quad (6)$$

那么在某一时刻瞬间, 有

$$\frac{p'}{p} = -\frac{\rho u u'}{p} \quad (7)$$

上标“ $'$ ”为非定常流动量. 式(7)说明了 u' 会引起流场静压波动 p' .

2.2 声场效应

对于理想气体而言, 有 $\frac{p}{\rho^\kappa} = \text{const}$, 对该式微分有

$$\frac{1}{\kappa} \cdot \frac{\partial p}{\partial \rho} = \frac{p}{\rho} \quad (8)$$

在等熵条件下, $\left[\frac{\partial p}{\partial \rho}\right]_s = c^2$, 则式(8)可写为

$$\rho c = \kappa \frac{p}{c} \quad (9)$$

由 $\hat{u}$ 和 $\hat{p}$ 之间的关系^[17]: $\rho c = \frac{\hat{p}}{\hat{u}}$, 代入式

(9), 则可获得如下表达式:

$$\frac{\hat{p}}{p} \cdot \frac{c}{\kappa} = \hat{u} \quad (10)$$

其中 κ 为等熵指数. 结合 Ma 的定义式, 则式(10)最终变为

$$\frac{\hat{u}}{u} = \frac{1}{\kappa Ma} \cdot \frac{\hat{p}}{p} \quad (11)$$

式(11)说明流体中的声压 $\hat{p}$ 会引起流体质点发生声质点振动速度 $\hat{u}$.

2.3 非定常流动与声场耦合

由非定常流动引起的静压波动 p' 与容腔的气流声压 $\hat{p}$ 耦合时: $p' = C\hat{p}$, C 为耦合函数, 则式(7)和式(11)可联立为

$$C \frac{\hat{u}}{u} \kappa Ma = -\frac{\rho u u'}{p} \quad (12)$$

整理式(12)代入式(4)可得

$$\eta = \left[\frac{\hat{u}}{u'}\right]^2 = \left[\frac{C}{\kappa Ma} \cdot \frac{\rho u^2}{p}\right]^2 \quad (13)$$

对于本系统, 等截面直圆管直接与大气相接, 静压 p 保持为大气压; 而 Ma 则由压差 Δp 造成(即时均流速 u 的变化); 而在 $Ma < 0.3$ 的条件下, 密度 ρ 和温度 T (即声速 c) 近似认为不变, 那么由式(13)可以得

$$\eta \propto (C Ma)^2 \quad (14)$$

这样, 就得到了 u' 与 $\hat{u}$ 之间能量转换的理论模型(式(13)、式(14)). 式(14)说明在不可压条件 ($Ma < 0.3$) 条件下, u' 转换为 $\hat{u}$ 的能量转换因子 η 与 Ma 的平方成正比.

3 实验

利用图1所示的系统进行气动声学特性实验, 非定常脉动速度 u' 和声质点振动速度 $\hat{u}$ 分别

用热线风速仪和双传声器法获取. 图3为实验时传感器和热线布置方式图.



图3 传感器和热线布置方式

Fig. 3 Arrangement of sensors and hot-wire

出口直圆管道上装有两个动态压力传感器,以测量管道内的非定常压力(p_1' 和 p_2'),动态压力传感器的感受端面与管道的内环面齐平以保证测量准确.实验所用动态压力传感器型号为PCB M111A24,分辨率为140Pa.管道上有4个传感器安装座,实验中通过改变两个传感器间的相对位置,可以考察传感器间距 Δx 的影响.管道出口处采用热线风速仪测量出口速度,空间分辨率为2mm,测量精度为2%,以获取气流平均速度和脉动速度,实验中热线探头位于参考点(即下游2号传感器, $x_2=0$ 处).热线风速仪与动态压力传感器所测信号通过同步采集板由同一采集计算机同步采集,采集频率为8192Hz.

3.1 实验方案

根据双传声器法的基本原理,可以知道影响 $\hat{u}$ 的因素有 $P_u, f, Ma, \Delta x$.

本文考察了3种 P_u (C1, C2, C3)、5种 f (100, 150, 200, 250, 300 Hz)、3种 Ma (0.1, 0.2, 0.3)和3种 Δx (35, 70, 105 mm)条件下 $\hat{u}$ 和 u' 的特征,实验参数组合如表1所示. Z1, Z2和Z6用于对比 P_u 的影响, Z3, Z4, Z6, Z10和Z11用于对比 f 的影响, Z5, Z6和Z7用于对比 Ma 的影响, Z6, Z8和Z9用于考察 Δx 的影响.

3.2 实验结果

将动态压力传感器获得的信号数据做快速傅里叶变换(FFT),可以获得 f 下 $\hat{p}_1$ 和 $\hat{p}_2$ 的幅值和相位信息,从而根据双传声器原理,由式(3)可获得参考点 $\hat{u}$ 的幅值和相位信息.由热线探头获得的信号数据做FFT,可以获得 f 下 u' 的幅值信息.得到的 $\hat{u}$ 和 u' 代入式(4)可得到 η .测试获得的 $\hat{u}$ 和 u' 之间的 η 如图4所示.

表1 实验参数组合

Table 1 Combination of experimental parameters

组合编号	P_u	f/Hz	Ma	$\Delta x/\text{mm}$
Z1	C1	200	0.2	35
Z2	C2	200	0.2	35
Z3	C3	100	0.2	35
Z4	C3	150	0.2	35
Z5	C3	200	0.1	35
Z6	C3	200	0.2	35
Z7	C3	200	0.3	35
Z8	C3	200	0.2	70
Z9	C3	200	0.2	105
Z10	C3	250	0.2	35
Z11	C3	300	0.2	35

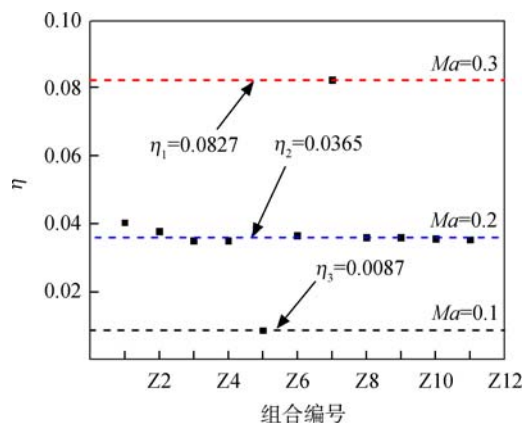


图4 能量转换因子 η

Fig. 4 Energy transform factor η

从图4中可以看出,在表1参数组合下, $\hat{u}$ 和 u' 之间的 η 分为3类水平,第1类(组合Z7, $Ma=0.3$)位于红色虚线表示的水平, $\eta=0.0827$;第2类(组合Z1, Z2, Z3, Z4, Z6, Z8, Z9, Z10, Z11, $Ma=0.2$)位于蓝色虚线表示的水平, $\eta=0.0365$;第3类(组合Z5, $Ma=0.1$)位于黑色虚线表示的水平, $\eta=0.0087$.分析结果可以发现,1~3类 η 水平的差距是由 Ma 的变化造成的,且 Ma 越大, η 水平越高.而在同一 Ma 下,不论 f , P_u ,还是 Δx 发生变化, η 几乎保持不变.

为进一步考察 η 和 Ma 之间的关系,定义压缩影响因子 ξ

$$\xi_{i,j} = \ln \left[\frac{\eta_i}{\eta_j} \right] / \ln \left[\frac{Ma_i}{Ma_j} \right] \quad i, j = 1, 2, 3 \quad (15)$$

式中 1, 2, 3 分别指 1~3 类 η 水平.

图 5 给出了 $(i, j) = (1, 2), (1, 3), (2, 3)$ 压缩影响因子 ξ . 从图中可以看出, ξ 几乎为常量, 其平均值 $\bar{\xi} = 2.13$, 即 $\eta = \text{const } Ma^{2.13}$.

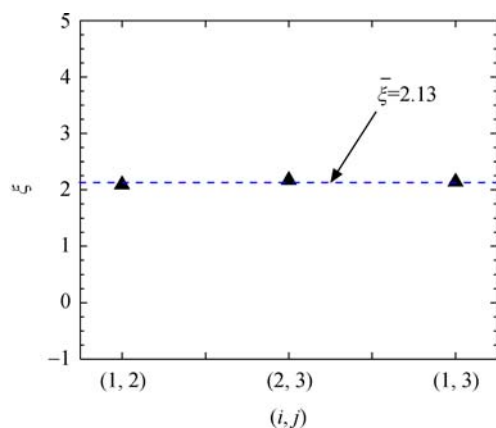


图 5 压缩影响因子 ξ

Fig. 5 Compression factor ξ

对比实验结果和式(14), 可以发现实验得到的 $\bar{\xi} = 2.13$ 与式(15)的指数值(平方关系)吻合得很好, 第 2 节中推导的 u' 与 $\hat{u}$ 之间能量转换的理论模型得到了验证. 而 $C = \text{const}$ 说明 p' 与 $\hat{p}$ 的耦合关系为常比例关系.

4 结 论

本文基于 Siren(旋笛式)激励系统, 理论推导了在不可压流条件下(即 $Ma < 0.3$), 旋笛产生的非定常脉动速度 u' 和双传声器法获得的声质点振动速度 $\hat{u}$ 之间的能量转换关系, 并通过系统的气动声学特性实验考察了 P_u, f, Ma 以及 Δx 对 $\hat{u}$ 的影响, 验证了理论模型. 得到的主要结论如下:

1) 由旋笛产生的非定常脉动速度 u' 并不完全转换为声场的质点振动速度 $\hat{u}$.

2) $\hat{u}$ 和 u' 之间的 η 主要与 Ma 有关, $P_u, f, \Delta x$ 对 η 几乎没有影响.

3) 当流体为不可压缩气体($Ma < 0.3$)时, η 与 Ma 的平方成正比, Ma 越大, η 越大, 非定常流动转换为声能的效率越高.

4) 当流体为不可压缩气体($Ma < 0.3$)时, p' 与 $\hat{p}$ 的耦合关系为常比例关系.

致谢:

感谢中航商发对燃烧不稳定性研究的支持.

参考文献:

[1] Lieuwen T C, Yang V. Combustion instabilities in gas tur-

bine engines: operational experience, fundamental mechanisms and modeling[M]. Reston: AIAA, 2005: 3-26.

[2] Huang Y, Yang V. Dynamics and stability of lean-premixed swirl-stabilized combustion[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2009, 35(4): 293-364.

[3] Yi Tongxun, Santavica D A. Flame transfer functions for liquid-fueled swirl-stabilized turbulent lean direct fuel injection combustion[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(2): 021506. 1-021506. 6.

[4] Bellows B D, Bobba M K, Seitzman J M, et al. Nonlinear flame transfer function characteristics in a swirl-stabilized combustor[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129(4): 954-961.

[5] Lohrmann M, Büchner H, Zarzalis N, et al. Flame transfer function characteristics of swirl flames for gas turbine applications[R]. ASME Paper GT-2003-38113, 2003.

[6] Schimek S, Moeck J P, Paschereit C O. An experimental investigation of the nonlinear response of an atmospheric swirl-stabilized premixed flame[R]. ASEM Paper GT2010-22827, 2010.

[7] Schuermans B, Bellucci V, Guethe F, et al. A detailed analysis of thermo acoustic interaction mechanisms in a turbulent premixed flame[R]. ASME Paper GT2004-53831, 2004.

[8] Pilatis N, Whiteman M, Madden P, et al. Forced combustion experiments on aero combustors[R]. ASME Paper GT2011-45235, 2011.

[9] Eckstein J. On the mechanisms of combustion driven low-frequency oscillations in aero-engines[D]. Munchen: Technischen Universität München, 2004.

[10] Peluso S, Quay B D, Lee J G, et al. Comparison between self-excited and forced flame response of an industrial lean premixed gas turbine injector[R]. ASME Paper GT2011-46115, 2011.

[11] Schuermans B, Guyot D, Paschereit C O, et al. Thermoacoustic modeling of a gas turbine using transfer functions measured under full engine pressure[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(11): 111503. 1-111503. 9.

[12] 宁智轶, 杜少辉, 韩清凯, 等. 模拟叶片气激及涂层阻尼减振有效性研究[J]. 航空发动机, 2013, 39(5): 14-17.

NING Zhiyi, DU Shaohui, HAN Qingkai, et al. Study on validity of air-excited vibration and coating vibration damping of simulation lade[J]. Aeroengine, 2013, 39(5): 14-17. (in Chinese)

[13] 路斌, 陈军. 高声强流体动力式声源的研究现状与展望[J]. 石油机械, 2002, 30(4): 45-48.

LU Bin, CHEN Jun. Research situation of hydrodynamic high intensity sound source[J]. China Petroleum Machinery, 2002, 30(4): 45-48. (in Chinese)

[14] LI Guoqiang, Gutmark E J. Geometry effects on the flow field and the spectral characteristics of a triple annular swirler[R]. ASME Paper GT-2003-38799, 2003.

-
- [15] Accornero D, Caruggi M, Nilberto A, et al. Numerical and experimental investigations of combustion instability phenomena in gas turbine burners for heavy duty and aero-engine applications[R]. ASME Paper GT-2011-46490, 2011.
- [16] Bhayaraju U, Schmidt J, Kashinath K, et al. Effect of cooling liner on acoustic energy absorption and flame response [R]. ASME Paper GT-2010-22616, 2010.
- [17] 杜功焕, 朱哲民, 龚秀芬. 声学基础[M]. 2 版. 南京: 南京大学出版社, 2001.
- [18] 乔渭阳. 航空发动机气动声学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2010.

(编辑: 陈 越)