

基于燃烧室压力振荡的火焰筒 结构优化

秦皓¹, 付镇柏¹, 林宇震¹, 李继保²

(1. 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;

2. 中国航空工业集团公司 商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241)

摘 要: 实验对比了双层与单层火焰筒的燃烧室压力振荡特性. 实验结果表明: 在相同的实验工况下, 前者的压力振荡幅值要小. 检验了基于叠加原理的多孔共振腔模型在分析上述压力振荡特性中的适用性. 通过敏感性分析, 探讨了在保证火焰筒冷却气分配不变的情况下, 用于减小燃烧室压力振荡幅值的火焰筒结构改良方向. 分析结果表明: 火焰筒壁面的孔数量(孔直径)是用于减小燃烧室压力振荡工程优化的主要参数.

关 键 词: 压力振荡; 火焰筒结构; 多孔共振腔; 叠加原理; 低排放燃烧室设计

中图分类号: V231.2

文献标志码: A

Liner structure optimization based on pressure oscillation in combustor

QIN Hao¹, FU Zhen-bai¹, LIN Yu-zhen¹, LI Ji-bao²

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

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Commercial Aircraft Engine Company Limited,

Aviation Industry Corporation of China, Shanghai 200241, China)

Abstract: Pressure oscillation characteristics of combustor were tested and compared between double-plate liner and single liner, and the test results show that pressure oscillation amplitude of the former is minor under the same test conditions. Applicability of perforated resonators model based on superposition principle in analyzing pressure oscillation characteristics mentioned above was checked. After sensitivity analysis, liner structure improvements for decreasing pressure oscillation amplitude of combustor without changing cooling air allocation were investigated. Analysis results show that the hole number (or hole diameter) in liner wall is the key parameter in mitigating pressure oscillation in combustor in an engineering optimization way.

Key words: pressure oscillation; liner structure; perforated resonator;
superposition principle; low emissions combustor design

为了适应日益严格的污染排放标准, 航空发动机燃烧室引入了低排放燃烧技术, 其中贫油预混预蒸发(LPP)技术最具有降排潜力, 由于工作

在贫油状态, 这种燃烧模式容易导致燃烧室内产生极大的压力振荡^[1-2]. Rayleigh指出这种现象与燃烧室内的非定常释热和燃烧室的声环境间的相

互作用有关^[3]. 对于航空发动机燃烧室而言, 头部旋流器结构、火焰筒壁面冷却结构(以下简称火焰筒结构)组成了一个声环境, 燃烧产生的噪声必然会与之产生相互作用, 因此火焰筒结构对燃烧室压力振荡产生影响.

常见的火焰筒结构有气膜冷却、多斜孔冷却、冲击/气膜冷却、冲击/发散冷却和层板冷却等^[4]. 总结上述冷却结构特点可以发现, 一类是单层结构, 另一类是双层结构. 北京航空航天大学发展的LESS(low emissions with stirred swirls)燃烧室^[5]就采用了多斜孔冷却以及冲击/发散冷却两种冷却结构. 当前的问题是, 在燃烧室的初期设计阶段中, 是否有可用于减小燃烧室压力振荡的简单易行的火焰筒结构工程优化设计方向或原则.

对于单层火焰筒结构而言, Eldredge 等^[6]从声学的角度研究了穿孔的火焰筒对轴向声波的吸收特性, 研究表明该结构能够吸收大部分的来流声能, 并且还能抑制掉一部分来自于上游的声波反射. Bhayaraju 等^[7]通过实验研究了单层气膜冷却结构下, 气膜孔的孔隙率对声能损失传递函数的影响. 实验发现气膜孔的间隙比是影响声能损失的关键结构参数. Jorg 等^[8]对单层冲击冷却实验件进行了声反射系数(或声阻抗特性)的实验研究, 研究发现声反射系数对冲击板开孔中的流动马赫数及其敏感, 冲击板的阻尼效果随着流动马赫数的增大而增大. Scarpatp 等^[9]研究了带容腔多孔板模型的声学阻尼器特性, 模型的计算结果和实验结果表明, 以孔流速为基准, 在较高的斯特劳哈尔数条件下, 该共振结构的吸收带宽较窄, 并随斯特劳哈尔数的增大变得更窄; 而在低的斯特劳哈尔数下, 吸收带宽较宽. Schulz 等^[10]通过粒子成像测速仪(PIV)等激光诊断方法研究了多孔板冷却孔出口附近流场在不同扰动频率下的分布特征, 实验结果表明在不同的扰动频率下, 流场的分布是不一样的, 这也就说明多孔板对不同扰动频率的压力振荡的耗散特性是不一样的. 对于双层火焰筒结构而言, 该研究较少. Jayatunga 的双层火焰筒结构声学模型冷态实验研究表明, 内层开孔直径对吸声特性影响最大, 其次是火焰筒两侧压降, 内层孔径比外层孔径的权重要高; 两层板之间的间距对吸声特性的影响并不大^[11].

在国内, 马大猷和景晓东等学者对单层或双层的穿孔结构进行了基础性研究. 马大猷^[12]给出了微穿孔板吸声结构的理论解释以及相关的设计方法, JING 等^[13]研究了壁厚对多孔板阻抗的影

响, 研究发现在无小孔流动或者小孔流速很小的情况下, 阻抗随壁厚增加而增加; 当小孔流速很高时, 阻抗不随壁厚的变化而变化. 在燃烧室火焰筒气动热力设计方向, 北京航空航天大学和其他航空发动机研究所都有着成熟的设计方法, 这些方法在文献[4]中均有所叙述. 但是, 却没有适用于限制燃烧室压力振荡的火焰筒结构工程优化方法.

从以上的研究工作中可以看出, 火焰筒结构对燃烧室压力振荡的确会产生吸收作用. 不过, 以上的研究并没有解答上述问题或者没有直接给出火焰筒结构工程优化设计方向. 由于在燃烧室的设计过程中, 燃烧室的结构受到总体设计结构以及结构强度限制, 同时火焰筒的冷却气量受到气动分配限制, 因此, 本文的目的是在保证火焰筒气动特性不变的前提下, 探索用于减小燃烧室压力振荡的火焰筒结构工程优化设计方向.

本文首先基于单级共振腔分析模型, 采用叠加原理, 扩展串联双级共振腔分析模型; 接着通过实验检验了该分析方法的适用性; 最后通过敏感度分析, 给出火焰筒结构工程优化设计方向.

1 分析模型

1.1 火焰筒结构

燃烧室由扩压器、集气室、头部、火焰筒、外机匣以及出口组成, 如图1所示(' 为压力振荡), 火焰在火焰筒中的非定常释热与头部和火焰筒构成的声环境相互作用. 火焰筒壁面和火焰筒内/外涵道之间则构成了典型的多孔共振腔结构^[7,14]. 当火焰筒壁面为单层时, 则该多孔共振腔结构为单级结构, 如图2所示; 当火焰筒壁面为双层时, 则该多孔共振腔结构为双级串联结构, 如图3所示.

1.2 多孔共振腔模型

对于单级多孔共振腔结构而言, 谭兴良^[14]给出了声传递损失 $\Delta L(\text{dB})$ 为

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{K}{\frac{f}{f_0} - \frac{f_0}{f}} \right)^2 \right] \quad (1)$$

其中

$$K = \frac{\sqrt{NGV}}{2A} \quad (2)$$

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{NG}{V}} \quad (3)$$

式中 A 为气流通道的横截面积(m^2), N 为开孔

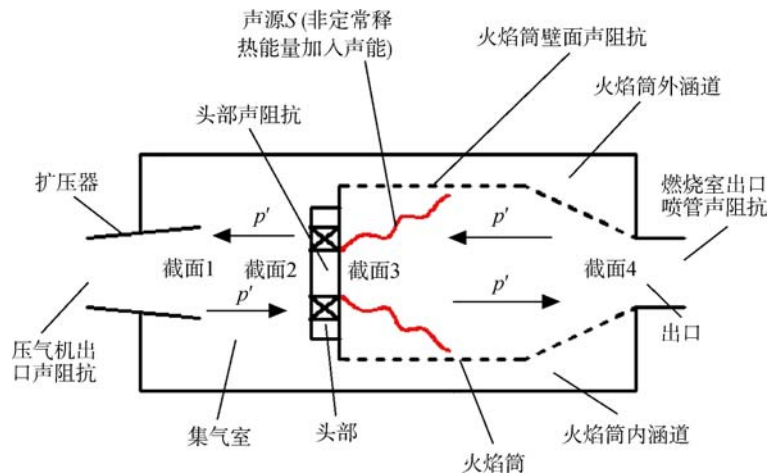


图1 燃烧室组成及其内部的声波传播

Fig. 1 Combustor composition and acoustic wave propagation in combustor

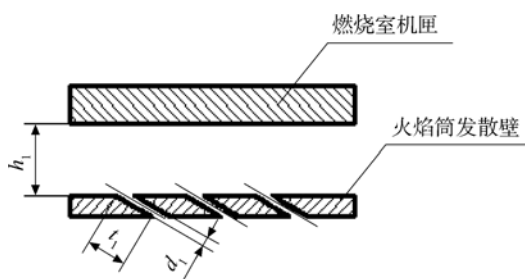


图2 多斜孔发散冷却结构

Fig. 2 Effusion cooling structure with inclined multi-hole

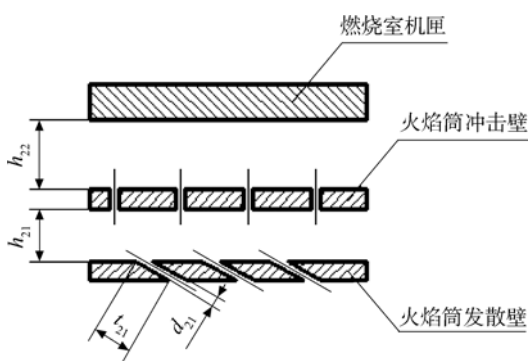


图3 冲击/发散冷却结构

Fig. 3 Impingement/effusion cooling structure

数, V 为共振腔体积 (m^3), f 为压力振荡频率 (Hz), f_0 为共振频率 (Hz), G 为单个孔的传导率 (m), c 为共振腔介质声速 (m/s). 对于燃烧室而言, A 对应于火焰筒流道横截面面积, V 对应的是火焰筒内(外)涵道体积.

$$G = \frac{\pi d^2}{4(t + \pi d/4)} \quad (4)$$

其中 d 为开孔直径 (m), t 为孔长 (m). 对于燃烧室而言, d 对应于气膜(发散)孔或冲击孔的孔直

径, 对应于气膜孔或冲击孔的长度. 由于基于 Helmholtz 共振腔理论而来的多孔共振腔的声力学模型中, 对应的是孔的气柱长度, 因此, 斜气膜孔采用的是斜向长度.

对于双级串联多孔共振腔结构而言, 尽管文献[12, 15-16]中也给出了相关的声电路模型和计算公式, 但该模型和公式仍比较复杂, 不满足燃烧室初期设计的简单易行的应用需求. 基于声波在双级共振腔中的传播过程, 本文提出疑问, 是否可以采用叠加原理, 即双级共振腔的声能吸收特性是两个单级共振腔的声能吸收特性效果之和? 下面将通过实验来校验该疑问. 根据该假设, 式(2)中的 A_{21} 分别表示一级共振结构中火焰筒流道横截面面积 A_{21} 以及次级结构中双层板夹层横截面面积 A_{22} . 同理 V_{21} 则应分别表示一级共振结构中双层板夹层体积 V_{21} 以及次级结构中火焰筒内(外)涵道体积 V_{22} .

2 实验

2.1 实验原理

如图1所示, 波浪条纹代表的是火焰, 火焰的非定常释热与声波同相耦合时, 热能转为声能, 导致声能放大, 使得压力振荡幅值增大, 所以火焰是压力振荡的能量来源. 声波从火焰开始, 分两个方向传播: 一个是向上游传播至头部截面3, 通过头部复杂的旋流通道后, 到达头部截面2, 再在集气室内向前传播至扩压器部分(截面1), 受到扩压器和压气机出口的阻抗作用, 再反射回来; 另一个则是向下游传播至截面4, 受到燃烧室出口的阻抗作用, 反射回来. 就火焰筒而言, 文献[8, 10, 17]

将火焰筒结构视为是声阻抗单元,从而忽略声波从火焰筒传至集气室的部分.因此,在集气室中选取一测点即可监测燃烧室内的压力脉动特征.图4为单头部实验系统,其中 P'_1 为集气室的动态压力测点,距头部端面25 mm(接近图1中的截面3),在图4用“×”表示. P' 采用PCB M111A24动态压力传感器,采集频率为10 kHz,样本点数为 3×10^4 个.

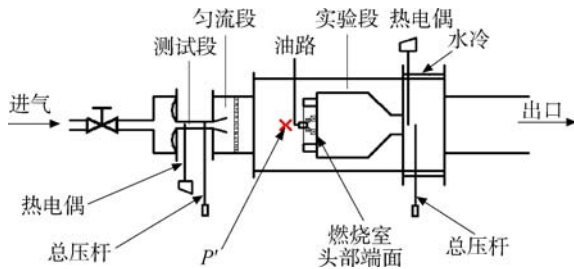


图4 单头部实验系统

Fig. 4 Single dome test system

2.2 实验结果

实验测量了两种火焰筒结构下的压力振荡,一个是单层的多斜孔发散冷却结构(下文称为结构1),另一个是双层的冲击/发散冷却结构(下文称为结构2),结构1和结构2的模型分别如图2和图3所示.实验采用同一种燃烧室头部结构(LESS燃烧室旋流器),实验所取工况相同,燃烧室进口空气流量为1.56 kg/s,进口压力为2.0 MPa,进口温度为650 K,当量比为0.65.图5给出的是单头部实验中获取的压力振荡频谱,可以发现结构1和结构2均出现了明显的极限环振荡.结构1在523 Hz处的压力振荡幅值为8.4 kPa(声压级为172.50 dB),结构2在507 Hz处的

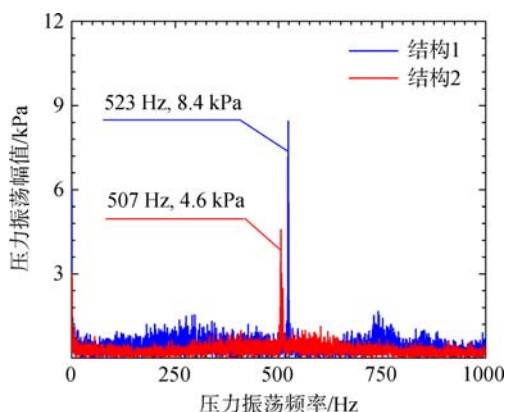


图5 压力振荡频谱

Fig. 5 Pressure oscillation spectra

压力振荡幅值为4.6 kPa(声压级为167.18 dB),相比于结构1,降幅为5.32 dB.

3 分析

实验中的结构1和结构2的相关参数及数值分别如表1和表2.

表1 多斜孔发散冷却火焰筒结构参数

Table 1 Parameters of effusion cooling liner structure with inclined multi-hole

符号	参数	数值
N_1	多斜孔数量	1708
A_1	火焰筒流道横截面面积/ mm^2	8704
d_1	气膜孔直径/mm	0.6
l_1	气膜孔长度/mm	1.7
	共振腔介质声速/(m/s)	511
V_1	火焰筒外涵道体积*/ mm^3	2006250
h_1	火焰筒外涵道平均高度/mm	34

注:表1和表2中带*符号的项目“火焰筒外涵道”实际上包括了所有冷却涵道,因为对于单头部实验件而言,内/外是对称的,这是与全环燃烧室结构不一样的地方.

表2 冲击/发散冷却火焰筒结构参数

Table 2 Parameters of impingement/effusion cooling liner structure

符号	参数	数值
N_2	气膜孔数量	2510
N_3	冲击孔数量	864
A_{21}	火焰筒流道横截面面积/ mm^2	8704
A_{22}	双层板夹层横截面面积/ mm^2	161
d_{21}	气膜孔直径/mm	0.7
d_{22}	冲击孔直径/mm	0.6
l_{21}	气膜孔长度/mm	1.4
l_{22}	冲击孔长度/mm	1.5
c	共振腔介质声速/(m/s)	511
V_{21}	双层板夹层体积/ mm^3	33384
V_{22}	火焰筒外涵道体积*/ mm^3	2006250
h_{21}	双层板间距/mm	1.5
h_{22}	火焰筒外涵道平均高度/mm	34

由式(1)~式(4)以及叠加假设,可获得结构1和结构2下火焰筒的声传递损失特性,如图6

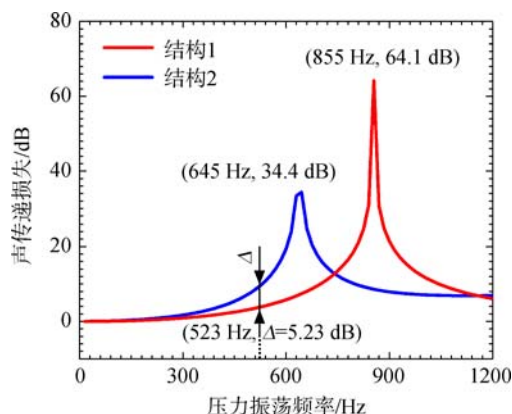


图6 声传递损失特性对比

Fig. 6 Comparison of acoustic transfer loss characteristics

所示.从图中可以看出,在0~1000 Hz范围内,结构1的声能吸收峰值位于855 Hz处,而结构2的声能吸收峰值位于645 Hz处.从图6中可以看出,在10~735 Hz之间,结构2对声能的吸收能力强于结构1.从共振消声的角度出发,越靠近共振频率,声能被吸收的作用越明显.结构2声能吸收峰值所处的645 Hz与其结构对应的燃烧室压力振荡频率507 Hz偏差约为21.4%,而结构1的偏差为38.8%,因此,结构2相比于结构1更容易吸收燃烧室压力振荡的能量.模型的计算结果表明,结构2在507 Hz处的声能吸收量(8.51 dB)要比结构1在523 Hz处的声能吸收量(3.85 dB)的要高出4.66 dB,与实验测试值5.23 dB相差为10.9%.

从式(1)~式(4)以及图6中的声传递损失曲线形状来看,可知当火焰筒结构确定时,曲线尖峰所处的横坐标位置与声速有关,而声传递损失最大值保持不变.由此,可以这么分析,倘若多孔共振腔模型和叠加原理方法适用,那么,当燃烧室压力振荡频率变化时,压力振荡幅值也应该有所不同.为此,本文进一步做了相关实验.

文献[2,18]中指出,燃烧室压力振荡对温度、当量比和旋流器压差的变化比较敏感.而LESS燃烧室在工作过程中,当量比几乎处于敏感区($\Phi=0.5\sim0.7$)^[2,18],因此,可以通过微量调节当量比和燃油分级比(stage ratio,量符号记为 R_s ,针对LESS燃烧室)来改变燃烧室压力振荡频率,并观察压力振荡频率变化后,燃烧室压力振荡幅值对应的变化.表3中给出了实验工况以及采用的火焰筒结构,表4则给出了以上实验对应的实验结果.

表3 实验工况

Table 3 Test conditions

实验 工况 编号	火焰筒 结构	压力 p/MPa	温度 T/K	压差 $(\Delta p/p)/\%$	当量 比 Φ	分级比 $R_s/\%$
1	1	2	650	3.2	0.7	18
2	1	2	650	3.2	0.7	16
3	1	2	650	3.2	0.7	9
4	1	2	650	3.2	0.65	9
5	2	1.8	650	3.0	0.6	2
6	2	1.8	650	3.0	0.55	2
7	2	2.8	800	3.4	0.57	11
8	2	2.8	800	3.4	0.57	8
9	2	1.4	650	4.5	0.70	15
10	2	1.4	650	4.1	0.72	10

表4 实验结果

Table 4 Test results

实验工 况编号	压力振荡 频率 /Hz	压力振荡 幅值 $'/\text{kPa}$	声压级 /dB
1	523	8.5	172.60
2	501	9.0	173.10
3	502	6.0	169.47
4	477	6.3	169.95
5	538	1.5	157.50
6	524	1.7	158.74
7	888	13.2	176.39
8	800	12.5	175.92
9	524	5.9	169.40
10	510	6.5	170.24

表3给出了10个实验工况,其中工况1~4均采用单层火焰筒结构(结构1),其余工况则采用双层火焰筒结构(结构2).实验可分为5组对比,分别为工况1~2、工况3~4、工况5~6、工况7~8以及工况9~10.工况1~2和工况7~8中的变量均为分级比 R_s ,工况3~4和工况5~6则为当量比 Φ ,而工况9~10的变量则包含 Φ 和 R_s .

从表4的实验结果来看,容易发现:①在压力振荡频率为477~538 Hz范围内,频率低的压力振荡幅值稍大于频率高的压力振荡幅值,即火焰筒对高频振荡的抑制要大一些,如工况1和工况

2 的压力振荡频率分别为 523 Hz 和 501 Hz,而压力振荡幅值为 8.5 kPa 和 9.0 kPa,前者的声压级比后者低 0.50 dB. ②在压力振荡频率为 800~888 Hz 范围内,频率高的压力振荡幅值稍大于频率低的压力振荡幅值,即火焰筒对低频振荡的抑制要大一些,如工况 7 和工况 8 的压力振荡频率分别为 888 Hz 和 800 Hz,而压力振荡幅值为 13.2 kPa 和 12.5 kPa,前者的声压级比后者低 0.47 dB. 这种现象与图 6 中的声传递损失曲线的变化规律是相同的.

由于特定结构和特定工况将对应于一条声传递损失曲线(如图 7 所示),那么,倘若火焰筒内的声源强度相同,则有如下测试结果:

- 1) 若 $f_1 < f_2 < f_0$, 则实验测量的声压级有 $L_1 > L_2$ 且 $L_1 - L_2 = \Delta_2 - \Delta_1$, 其中 Δ 为由模型计算所得的火焰筒声传递损失.
- 2) 若 $f_0 < f_1 < f_2$, 则实验测量的声压级有 $L_1 < L_2$ 且 $L_1 - L_2 = \Delta_2 - \Delta_1$.

根据上述原理,对表 4 中的实验与模型结果进行了对比,对比结果如表 5 所示. 表 5 中的 ϵ 为

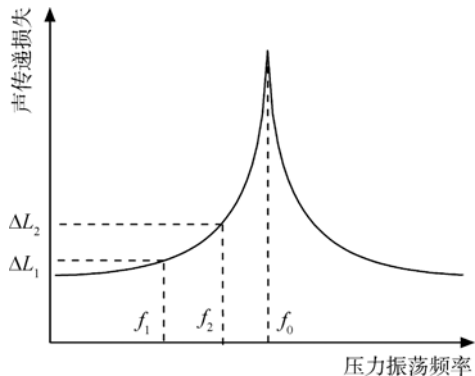


图 7 声传递损失曲线
Fig. 7 Acoustic transfer loss curve

$$\epsilon = \frac{(\Delta L_2 - \Delta L_1) - (L_1 - L_2)}{L_1 - L_2} \times 100\% \quad (5)$$

从表 5 中可以看出,各个对比工况下的 $L_1 - L_2$ 以及 $\Delta_2 - \Delta_1$ 基本符合上述分析,并且实验与模型结果之间的偏差基本小于 20%. 这进一步说明,多孔共振腔模型和叠加原理可以简单应用于燃烧室初期设计阶段的火焰筒结构工程优化设计.

表 5 实验与模型结果对比
Table 5 Test and model results comparison

实验工况编号	压力振荡频率 /Hz	共振频率 f_0 /Hz	实验声压级 L /dB	模型声传递损失 Δ /dB	$(L_1 - L_2)$ /dB	$(\Delta_2 - \Delta_1)$ /dB	ϵ /%
1	523	610	172.60	3.80	0.50	0.44	-12.30
2	501		173.10	3.36			
3	502		169.47	3.36			
4	477	610	169.95	2.98	0.48	0.38	-20.60
5	538		157.50	10.85			
6	524		158.74	9.59			
7	888	708	176.39	9.87	-0.47	-0.46	-2.74
8	800		175.92	10.33			
9	524	610	169.40	9.44	0.84	0.93	10.38
10	510		170.24	8.51			

4 讨 论

第 2 节的实验和第 3 节的分析表明,多孔共振腔模型和叠加原理可以简单应用于燃烧室初期设计阶段,那么,基于该分析模型,为了减小燃烧室压力振荡,在工程优化火焰筒结构方面具体需如何做呢? 从模型的声传递损失计算值来看,本

文对结构 1 和结构 2 的共振频率的差异做了分析. 从结构 1 和结构 2 的相关参数中可以看出,结构 2 中参数 N_{22} 比结构 1 中参数 N_1 小,是造成结构 2 比结构 1 的共振频率低的主要原因. 结构 2 中 $N_{22} = 864$,结构 1 中的 $N_1 = 1708$,再加上方均根的关系,结构 2 共振频率是结构 1 共振频率的 0.711 倍(若其他结构参数均相同). 图 6 中则显

示结构1的共振频率为645 Hz,是结构2共振频率855 Hz的0.754倍,显然对于结构2来说,参数 N_{22} 是影响火焰筒结构共振频率的主要参数。另外,从式(1)中 K 的表达式可知, N_{22} 亦是影响消声效果的主要参数。

就火焰筒结构设计^[4]而言,火焰筒的开孔面积在燃烧室的气动设计阶段已经决定,因此开孔数 N 和开孔直径 d 是相互制约的,倘若 N 变小,则 d 必定要变大,因此 d 同样对共振频率和吸声效果有影响。为此,作者仅考察了共振频率 f_0 和声传递损失 ΔL 对开孔直径 d 变化的敏感度,对式(1)~式(4)进行偏微分,容易推出上述敏感度的传递关系,如式(6)~式(9)所示。

$$\frac{\partial(\Delta L)}{\Delta L} = \frac{2}{\left[1 + \frac{2}{2}\right] \ln\left[1 + \frac{2}{2}\right]} \frac{\partial K}{\partial K} \quad (6)$$

其中 $F = \frac{f}{f_0} - 1$ 。

$$\frac{\partial}{\partial d} = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial N} \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial d} = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial N} \quad (8)$$

另外联合 $N^2 = \text{const}$, 可得

$$\frac{\partial}{\partial d} = -\frac{1}{4} \frac{\partial}{\partial N} + 1 \quad (9)$$

从 ΔL 和 d 之间的敏感度传递关系来看(式(6)、式(7)和式(9)), $\frac{\partial \Delta L}{\partial d}$ 和 $\frac{\partial f_0}{\partial d}$ 均为正数,由此可知前者的变化方向与后者是相反的,即 ΔL 减小, f_0 变大;同理, f_0 减小, ΔL 减小(式(8)和式(9))。由于 d 和 N 之间是反号关系,所以 ΔL 减小时, f_0 减小, f_0 变大。这就说明,基于多孔共振腔模型,如果燃烧室压力振荡基频 $f_{0,c}$ 与多孔共振腔模型计算所得的火焰筒结构共振频率 f_0 之间存在下列关系:

1) 若 $f_{0,c} > f_0$,那么需要将原有火焰筒结构中开孔直径 d 增大(或减少开孔数 N),使共振频率 f_0 增大,以靠近燃烧室压力振荡基频 $f_{0,c}$,从而达到减小压力振荡的作用。

2) 若 $f_{0,c} < f_0$,那么需要将原有火焰筒结构中开孔直径 d 减小(或增加开孔数 N),使共振频率 f_0 减小,以靠近燃烧室内的压力振荡基频 $f_{0,c}$,从而达到减小压力振荡的作用。

以上两条关系是基于多孔共振腔模型下的火焰筒结构关于燃烧室压力振荡的工程改良方向。对于双层火焰筒结构而言,如本文采用的冲击/发散冷却结构,则上述两个原则中的开孔直径和开

孔数指的是参数 d_{22} 和 N_{22} 。

5 结 论

本文采用实验的方法检验了多孔共振腔模型和叠加原理在分析火焰筒结构对燃烧室压力振荡幅值特性影响中的适用性,并基于该模型,讨论了在不改变燃烧室气动分配的前提下,火焰筒结构的工程优化设计方向。分析结果表明,对于双层火焰筒结构而言, N_{22} (或 d_{22})是影响火焰筒吸声效果的主要参数。基于多孔共振腔模型,火焰筒结构工程优化方向需要根据燃烧室压力振荡频率与火焰筒共振频率之间的绝对大小来确定。

参考文献:

- [1] Lieuwen T C, Yang V. Combustion instabilities in gas turbine engines[M]. Reston: AIAA Inc, 2005.
- [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] Bellow 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 Turbine and Power, 2006, 129(4): 954-961.
- [4] 林宇震, 许全宏, 张弛. 燃气轮机燃烧室[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008.
- [5] FU Zhenbo, LI Jibao, LIN Yuzhen. Experimental investigation on ignition performance of LESS combustor[R]. ASME Paper GT2011-45786, 2011.
- [6] Eldredge J D, Dowling A P. The absorption of axial acoustic waves by a perforated liner with bias flow[J]. Journal of Fluid and Mechanics, 2003, 485: 307-335.
- [7] Bhayaraju U, Schmidt J, WKashinath K, et al. Effect of cooling liner on acoustic energy absorption and flame response[R]. ASME Paper GT2010-22616, 2010.
- [8] Jorg C, Wagner M, Sattelmayer T. Experimental investigation of the acoustic reflection coefficient of a modeled gas turbine impingement cooling section[R]. ASME Paper GT2012-68916, 2012.
- [9] Scarpat A, Ducuix S, Schuller T. A comparison of the damping properties of perforated plates backed by a cavity operating at low and high strouhal numbers[J]. Comptes Rendus Mecanique, 2013, 341(1/2): 161-170.
- [10] Schulz A, Bake F, Enghardt L. Acoustic damping analysis of bias flow liners based on spectral flow characteristics[R]. AIAA-2013-2177, 2013.
- [11] Lahiri C, WKnobloch K, Bake F, et al. Acoustic measurements of perforated liners in hot and pressurized flow[R]. ASME Paper GT2013-94674, 2013.
- [12] 马大猷. 微穿孔板吸声结构的理论和设计[J]. 中国科学,

- 1975(1):38-50.
- MA Dayou. Theory and design of micro-perforated plate acoustic absorbing structure[J]. Scientia Sinica, 1975(1): 38-75. (in Chinese)
- [13] JING Xiaodong, SUN Xiaofeng. Effect of plate thickness on impedance of perforated plates with bias flow[J]. AIAA Journal, 2000, 38(9):1573-1578.
- [14] 谭兴良. 武器与机械噪声及其控制[M]. 北京:北京理工大学出版社, 1993.
- [15] 侯献军, 田翠翠, 刘志恩, 等. 双层串联微穿孔板消声器的设计与实验[J]. 机械科学与技术, 2010, 29(8):1094-1096.
- HOU Xianjun, TIAN Cuicui, LIU Zhien, et al. Design and test of a double layer micropunch plate muffler[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2010, 29(8):1094-1096. (in Chinese)
- [16] 栾海霞, 盛美萍, 刘志宏. 双层串联微穿孔板吸声体设计理论及应用研究[J]. 机械科学与技术, 2008, 27(11):1343-1345.
- LUAN Haixia, SHENG Meiping, LIU Zhihong. On design of a double microperforated panel absorber[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2008, 27(11):1343-1345. (in Chinese)
- [17] Jayatunga C, QIN Qin, Sanderson V, et al. Absorption of normal-incidence acoustic waves by double perforated liners of industrial gas turbine combustors[R]. ASME Paper GT2012-68842, 2012.
- [18] Broda J C, Seo S, Santoro R J, et al. An experimental study of combustion dynamics of a premixed swirl injector[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 1998, 27(2): 1849-1856.