

文章编号:1000-8055(2013)06-1264-06

均匀轴流条件下应用模态匹配法设计 声衬和实验验证

王同庆, 梁 东

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院 北京 100191)

摘 要: 应用模态匹配法针对低速风扇实验台进行了前传声(圆管)和后传声(圆环管)消声声衬的优化设计,在低速风扇实验台进行消声声衬的消声效果实验验证。实验结果表明:在 5 000 r/min 转速下,设计的两套声衬对于 2 阶叶片通过频率(1 833.33 Hz)+4 模态有很好的吸声效果;第一套声衬前传声插入损失为 30.4 dB,后传声插入损失为 20.25 dB;第二套声衬前传声插入损失为 21.85 dB,后传声插入损失为 18.85 dB。使用模态匹配法可以较好地进行消声声衬的设计,减小了航空发动机消声短舱实验验证的成本。

关 键 词: 模态匹配法; 低速风扇实验台; 管道模态测量; 消声声衬; 插入损失

中图分类号: V235.13

文献标志码: A

Using the mode match method liner design and experimental validate in the uniformity axis flow

WANG Tong-qing, LIANG Dong

(School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautic Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The mode match method has been used for the liner design and optimization of the low speed fan facility. The experimental results and the trend of the calculation results are identical with each other. 2 liners both has significant effect for the +4 order mode of 2 blade passing frequency (BPF). The first forward liner's insert loss is 30.4 dB, and the backward liner's insert loss is 20.25 dB; the second forward liner's insert loss is 21.85 dB, and the backward liner's insert loss is 18.85 dB. It's proves that, mode match method can be used in the liner design and optimization, and the experimental platform for the nacelle design was gotten. The cost of liner design for the aero engine nacelle can be reduced.

Key words: mode match method; low speed fan facility; mode measurement of duct; liner; insert loss

随着航空事业的不断发展,日益严重的航空噪声引起人们的普遍关注,航空噪声已成为噪声污染的重要来源。为了控制飞机噪声,国际民航组织和各国适航机构相继颁布了飞机的噪声适航标准。同时降低噪声也是为了适应军机提高抗声疲

劳及声隐身性能的需要^[1]。

由于风扇/压气机产生的离散噪声在发动机噪声甚至飞机噪声中的重要地位,预测其传播规律并抑制其传播和辐射可有效降低发动机及飞机的总噪声水平。降低风扇/压气机离散噪声的一个

收稿日期:2013-03-22

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130617.0940.201306.1264_007.html

作者简介:王同庆(1945—),男,江苏江阴人,教授、博士生导师,博士,主要从事主要从事气动声学和水声工程方向研究。

重要手段就是在传播途径上进行消声处理,即设计发动机的消声短舱,在管道壁面敷设吸声声衬^[2]。

航空发动机消声短舱的声学设计是将复杂的几何问题、物理问题做合理简化,寻求物理意义明确的和适于解决工程问题的快速的方法。包括各类解析和半解析方法,例如,模态匹配法、边界元(间接^[3-5]、直接^[6])、传递单元法^[7]等。如果使用纯数学方法刻画细节,则求解时间较长,例如:有限元法(FEM)^[8-9]、计算气动声学(CAA)^[10-11]等。模态匹配方法是发展较为成熟的一种解析方法,该方法计算快速,物理意义明确,方便优化设计,适合工程应用。

本文介绍了所使用的模态匹配法,并使用该方法设计了低速风扇实验台的声衬样件,在实验台上进行了消声效果的验证。

1 圆(环)管的模态匹配方法

1.1 特征方程的获得和求解

航空发动机风扇前的短舱管道可近似为均匀圆形管道,风扇后可近似为均匀圆环管道。假设圆(环)管内流动为沿管道轴向的均匀流动(不考虑旋流和径向剪切流),并且不考虑黏度、温度、密度梯度的影响,同时假设壁面声导纳满足连续和均匀的条件。则在以上简化条件下,管道内声扰动的控制方程为对流波动方程^[12]。

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c_0^2} \frac{D^2 p}{Dt^2} = 0 \quad (1)$$

式中 p 表示管道内的声压, D 为全微分。

在柱坐标系中波动方程的形式为

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \left(\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + 2Ma_u \frac{\partial^2 p}{\partial t \partial z} + Ma_u^2 \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

式中 Ma_u 表示轴向马赫数。

在柱坐标系可将均匀管道声压分离为模态形式

$$p(r, \theta, z, t) = p_r(r) e^{i(k_z z - \omega t + m\theta)} \quad (3)$$

其中 m 为周向模态阶数, k_z 为行波波数。将式(3)代入式(2),得到如下方程组:

$$\frac{d^2 p_r}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dp_r}{dr} + (k_r^2 - \frac{m^2}{r^2}) p_r = 0 \quad (4)$$

$$k_z^2 (1 - Ma_u^2) + 2Ma_u k k_z + (k_r^2 - k^2) = 0 \quad (5)$$

常微分方程式(4)是标准 Bessel 的方程,其解为

$$p_{rm}(r) = J_m(k_r r) + C_m Y_m(k_r r) \quad (6)$$

式中 J_m 和 Y_m 分别为 m 阶的第一类和第二类

Bessel 函数。管道内外壁上还需要满足壁面声导纳边界条件,即

$$\left. \frac{dp_r}{dr} \right|_{r=r_1, r_2} = -ik\beta_{1,2} \left(1 - \frac{k_z}{k} Ma_u \right)^2 p_r \bigg|_{r=r_1, r_2} \quad (7)$$

这里 r_1 表示圆(环)管道的内环半径, r_2 表示外环半径。通过特征方程可求解出管道特征值 k_r 和轴向特征值 k_z , 即由边界阻抗和流动速度可求管内声压。

$$k_z = \frac{-Ma_u k \pm \sqrt{k^2 - (1 - Ma_u^2) k_r^2}}{1 - Ma_u^2} \quad (8)$$

1.2 模态匹配方法

对于圆(环)管内敷设分段声衬的情况,为了考虑管道分段界面上的模态反射和透射,在阻抗间断面的两侧利用连续条件建立声参数的匹配关系。这里每段的声压写成正向传播的波和反向传播的波的叠加形式,如图1所示。

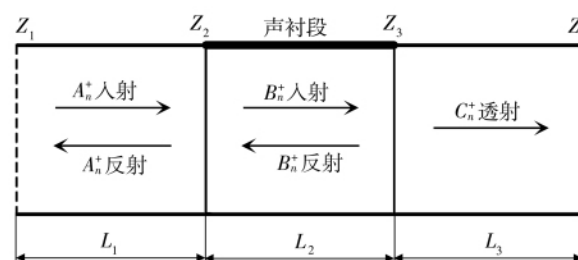


图1 圆(环)管道模态匹配方法示意图

Fig. 1 Mode match in the duct

各均匀阻抗段的声压写成下面形式:

$$p_A(r, \theta, z) = \sum_{n=1}^M [A_n^+ P_{A,n}^+(r) e^{ik_{z,n}^+(z-z_1)} + A_n^- P_{A,n}^-(r) e^{ik_{z,n}^-(z_2-z)}] e^{im\theta} \quad (9)$$

$$p_B(r, \theta, z) = \sum_{n=1}^M [B_n^+ P_{B,n}^+(r) e^{ik_{z,n}^+(z-z_2)} + B_n^- P_{B,n}^-(r) e^{ik_{z,n}^-(z_3-z)}] e^{im\theta} \quad (10)$$

$$p_C(r, \theta, z) = \sum_{n=1}^M C_n^+ P_{C,n}^+(r) e^{ik_{z,n}^+(z-z_3)} e^{im\theta} \quad (11)$$

其中 M 为径向模态阶数; p_A, p_B, p_C 分别表示 A, B, C 3 个区域内的声压; A_n, B_n, C_n 表示声传递系数, 上标+表示入射, 一表示反射; L_1, L_2, L_3 分别表示这 3 个区域的长度。

在阻抗间断面上用声压和轴向声质点速度积分连续匹配, 可得关于各阶模态系数的方程组。

$$[S]\{A\} = \{Q\} \quad (12)$$

若入射模态的 $\{Q\}$ 已知, 求解方程组, 即可求

得各段中各前传、后传模态,从而求得各段声压。

对于均匀轴流情况,可以证明满足能量守恒方程的轴向声强和各个截面声能量流密度为^[13]

$$I_z(r, z) = \operatorname{Re}[(1 + Ma^2)pv_z^* + (Ma/\rho_0 c)pp^* + \rho_0 cMa v_z v_z^*] \quad (13)$$

$$E = 2\pi \int_{r_1}^{r_2} I_z(r, z) r dr \quad (14)$$

式中 Re 表示实部, $*$ 表示共轭复数, Ma 表示流动总马赫数。显然硬壁面不会产生插入损失,软壁面则会由于壁面吸收声能,可以计算由于声衬引起的插入损失。

1.3 应用模态匹配法进行声衬优化设计

声衬的基本参数有穿孔板厚度 t 、孔径 d 、穿孔率 S_m 、腔深 h 、声衬长度 l 和插入损失 I_l 。在本文中 I_{lc} 表示计算得到的插入损失, I_{le} 表示实验测得的插入损失。声衬的长度 l 受几何条件限制一般为固定值。

声衬优化设计步骤如下:①根据声衬参数和

声阻抗模型计算出软壁段声阻抗^[14];②将阻抗值代入匹配模型,计算各段声压;③计算出声能的插入损失;④依次改变声衬参数,绘制声衬插入损失随参数变化的等值线图;⑤根据等值线图查找最优点。

2 低速风扇实验台的声衬设计

为进行管道声学问题的研究,我们设计了低速风扇实验台。应用本文提到的模态匹配法设计了穿孔板声衬样件,并进行加工。通过实验验证了设计。下面介绍实验装置和声衬设计。

2.1 低速风扇实验台的基本参数

低速风扇实验台采用前导叶结构风扇,进口导向叶片数 $V=18$,转子叶片数 $B=11$ 。用 30 kW 三相异步变频电动机提供动力源,工作转速 $N=5000 \text{ r/min}$ 。为使转速稳定使用了比例-积分-微分(PID)反馈控制,使转速波动范围在 3 r/min 以内,如图 2 所示。

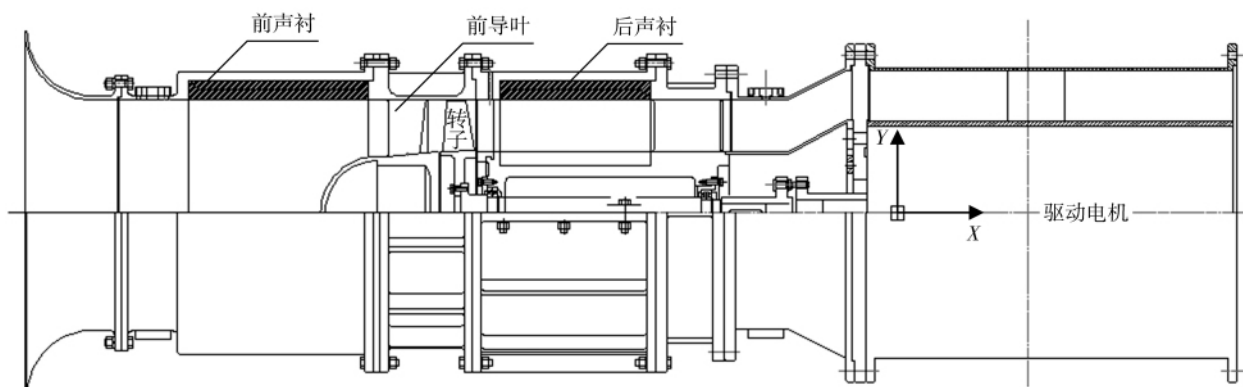


图2 低速风扇实验台结构图

Fig. 2 Conformation of the low speed fan facility

通过低速风扇结构图可以看出,前声衬段为 $r_2=0.201 \text{ m}$ 的圆管,后声衬段为 $r_1=0.11 \text{ m}$ 和 $r_2=0.201 \text{ m}$ 的圆(环)管。根据初始测量和静/转干涉噪声分量的模态分析:在 5000 r/min 转速的前/后传声频谱中 2 阶 BPF(1833.33 Hz)为明显纯音;占主导的周向模态为 +4 阶,将其作为声衬降噪的目标分量。

2.2 声衬设计的基本参数

计算和设计中取声速 $c=340 \text{ m/s}$;空气密度 $\rho=1.20 \text{ kg/m}^3$ 。在 5000 r/min 工况下进口处轴流马赫数 $Ma_u=0.1237$,根据预留腔尺寸,前声衬段长 0.32 m ,径向深度不超过 0.035 m ;在 5000 r/min 工况出口轴流马赫数 $Ma_u=0.1765$,根据

预留腔尺寸,后声衬长 0.27 m ,径向深度不超过 0.035 m 。

2.3 应用模态匹配法进行的声衬优化设计结果

给定穿孔板厚 $t=0.5 \text{ mm}$,孔径 $d=1.0 \text{ mm}$,图 3 为插入损失随着腔深和穿孔率变化的等值线图,横坐标表示声衬腔深;纵坐标表示穿孔率。注意后声衬中的内环认为是硬壁。得到第一套声衬参数。最优点参数以及其插入损失点见表 1。

给定穿孔板厚 $t=0.8 \text{ mm}$,孔径 $d=1.5 \text{ mm}$,图 4 为插入损失随着腔深和穿孔率变化的等值线图。同样后声衬内环认为是硬壁,记为第二套声衬。最优点参数以及其插入损失点见表 2。

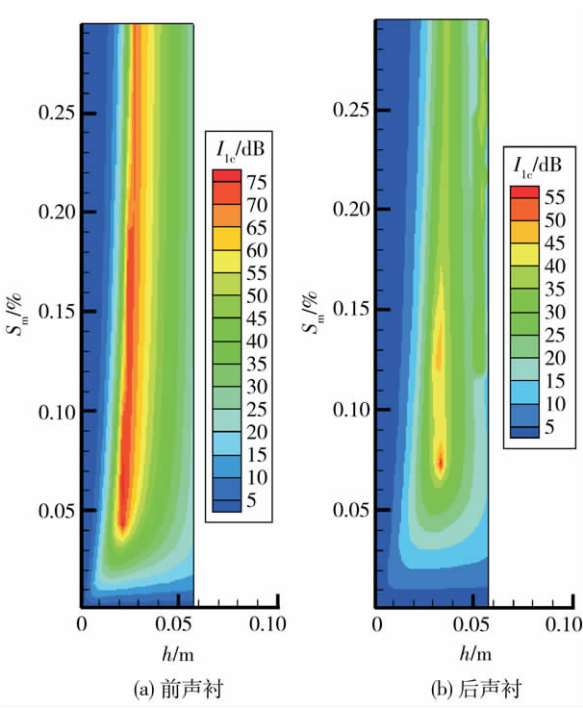


图 3 第一套声衬优化设计的等值线云图
Fig. 3 Contours of redesign of 1st liner

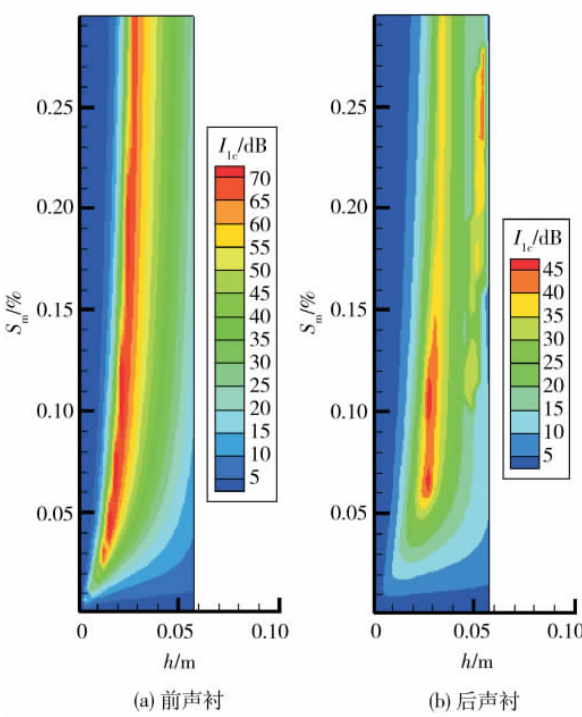


图 4 第二套声衬优化设计的等值线云图
Fig. 4 Contours of redesign of 2nd liner

表 1 第一套声衬参数表($t=0.5\text{ mm}$, $d=1.0\text{ mm}$)
Table 2 Characteristics of the 1st liner
($t=0.5\text{ mm}$, $d=1.0\text{ mm}$)

	$S_m/\%$	h/mm	l/mm	I_{ic}/dB
前声衬	6.1	22	320	78.72
后声衬	7.3	34	270	57.50

对比两种设计及计算,发现第一套声衬消声效果略好于另一种情况.据此制造了两套声衬样件.

表 2 第二套声衬参数表($t=0.8\text{ mm}$, $d=1.5\text{ mm}$)
Table 2 Characteristics of the 2nd liner
($t=0.8\text{ mm}$, $d=1.5\text{ mm}$)

	$S_m/\%$	h/mm	l/mm	I_{ic}/dB
前声衬	11.5	22	320	76.63
后声衬	6.1	28	270	50.55

3 声衬消声效果的实验验证

在低速风扇实验台上对两套声衬进行了验证实验.

3.1 实验简介

3.1.1 实验方法

为了测量目标频率的声模态,在前/后机匣上各齐平安安装周向均布的 8 个直径为 1/4 英寸(6.35 mm)传声器.实验前对每个通道的测量传声器进行了系统灵敏度标定.测量后重复标定,两者一致,说明测量数据有效.

3.1.2 数据采集分析参数

使用 PCI-NI6071E 采集卡和北京航空航天大学流体与声学实验室基于 LabWindows 环境自行开发的采集软件进行采集,读取数据,并进行分析^[15].采集系统工作流程如图 5 所示.

采集和分析参数的选择:采样频率为 20 kHz,采样时间为 10 s;频率分辨率为 1.22,谱平均个数为 5,谱重叠率为 1/3.测量通道 CH 1~CH 8 为前传声通道;CH 9~CH 16 为后传声通道;传声器齐平安安装在风扇的前、后机匣的壁面.

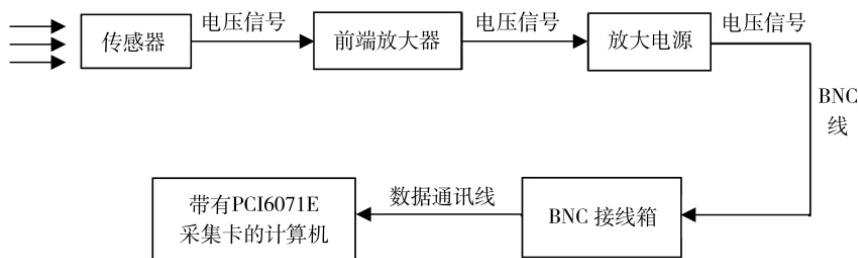


图 5 测试系统工作流程图

Fig. 5 Flow chart of measurement system

3.2 测量结果

加装声衬前后的测量结果如图 6 和图 7 所示。图中 Liner 1 和 Liner 2 分别表示第一套声衬和第二套声衬, Hard wall 表示硬壁工况的声模态结果。由图中可看出:硬壁工况下, 2 阶 BPF (1833.33 Hz) 处 +4 模态最高, 满足静/转干涉噪声的发生机理。两套声衬对 2 阶 BPF +4 模态有很高的吸声效果。第一套声衬前传声插入损失为 30.4 dB, 后传声插入损失为 20.25 dB; 第二套声衬前传声插入损失为 21.85 dB, 后传声插入损失为 18.85 dB。

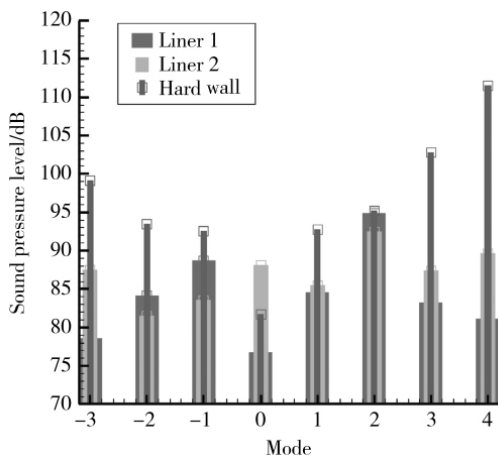


图 6 各工况前传声模态测量结果

Fig. 6 Measurement results of forward mode

通过上面的分析可看出, 两套声衬对目标分量有很高的吸声效果。

3.3 实验结果讨论

将管道内前/后传声的目标分量的 +4 阶模态应用模态匹配法计算的插入损失 I_{lc} 和实验插入损失 I_{le} 以及应用帕斯维尔等式得到的管道内总插入损失 $I_{l,final}$ 进行比较, 结果见表 3。

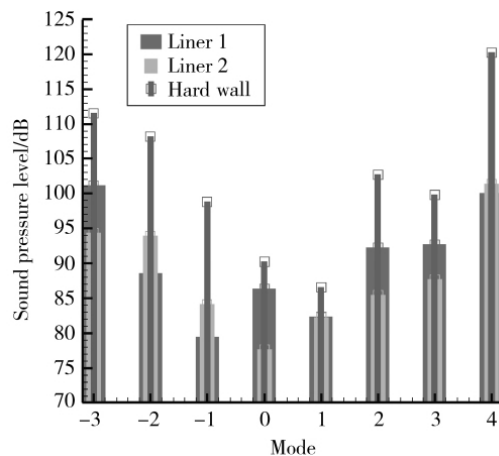


图 7 各工况后传声模态测量结果

Fig. 7 Measurement results of backward mode

测量结果表明: 两套声衬在 5 000 r/min 工况下对目标分量有较好消声效果, 第一套声衬要略好于第二套声衬; 对于后传声的消声效果小于前传声。

表 3 两套声衬消声效果汇总表

Table 3 Summary of insert loss for both liner

		I_{lc}/dB	I_{le}/dB	$I_{l,final}/\text{dB}$
第一套声衬	前传声	78.72	30.40	14.87
	后传声	57.50	20.25	14.21
第二套声衬	前传声	74.63	21.85	12.69
	后传声	50.55	18.85	12.53

4 结 论

本文首先介绍了低速风扇实验台, 在该实验台上进行均匀轴流条件下声衬样件的实验验证。应用模态匹配法可以进行管道内前传声(圆管)和后传声(圆环管)声衬优化设计, 并进行了实验验证。计算得到的插入损失大于测量结果, 但是与实

际测量结果有相同趋势,可用于真实航空发动机消声短舱的设计.

参考文献:

- [1] 管莹. 包含平均旋流的管道声传播特性研究 [D]. 北京:北京航空航天大学, 2008.
GUAN Ying. An investigation on sound transmission in ducts with mean swirling flows[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautic Astronautics, 2008. (in Chinese)
- [2] Envia E. Fan noise reduction: an overview [R]. NASA-TM-210699, 2001.
- [3] Dunn M H, Tweed J, Farassat F. The application of a boundary integral equation method to the prediction of ducted fan engine noise[J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 227(5): 1019-1048.
- [4] Dunn M H. TBIEM3D: a computer program for predicting ducted fan engine noise[R]. NASA CR-206232, 1997.
- [5] Dunn M H, Farassat F. Liner optimization studies using the ducted fan noise prediction code TBIEM3D[R]. AIAA-1998-2310, 1998.
- [6] Yang B, Wang T Q. Investigation of the influence of liner Hard-Splices on duct radiation/propagation and mode scattering[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 315(4/5): 1016-1034.
- [7] Sun X F, Wang X Y, Du L, et al. A new model for the prediction of turbofan noise with the effect of locally and non-locally reacting liners[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 316(1/2/3/4/5): 50-68.
- [8] Eversman W. Acoustic propagation at high frequencies in ducts[R]. AIAA 2000-1953, 1953.
- [9] Rienstra S W, Eversman W. A numerical comparison between the multiple-scales and finite-element solution for sound propagation in lined flow ducts[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2001, 437: 367-384.
- [10] Tam C K W, Webb J C. Dispersion-relation-preserving unite difference schemes for computational acoustics[J]. Journal of Computational Physics, 1993, 107(1): 262-281.
- [11] Li X D, Schemel C, Michel U, et al. Azimuthal sound mode propagation in axisymmetric flow ducts[J]. AIAA Journal, 2004, 42(10): 2019-2027.
- [12] 孙晓峰, 周盛. 气动声学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1994.
- [13] Cantrell R H, Hart R W. Interaction between sound and flow in acoustic cavities: mass momentum and energy considerations[J]. Journal of Acoustical Society of America, 1964, 36(4): 694-704.
- [14] 景晓东. 多孔板波涡相互作用的理论和实验研究[D]. 北京航空航天大学, 1999.
JING Xiaodong. Theoretical and experimental investigations on the sound vortex interaction occurred at a perforated plate[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautic Astronautics, 1999. (in Chinese)
- [15] 王同庆, 吴怀宇, 彭峰. 高速压气机不稳定流动声测量技术研究[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(1): 56-58.
WANG Tongqing, WU Huanyu, PENG Feng. The study on the acoustic measurement technology of instable flow in the high speed compressor [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(1): 56-58. (in Chinese)