

带气膜阻尼结构振动特性的理论研究

张大义¹, 何易峰¹, 陈璐璐², 马艳红¹, 洪杰¹

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 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 201108)

摘 要: 针对航空发动机气膜阻尼的结构设计需求, 基于挤压间隙流理论和能量方程建立气膜阻尼的力学模型, 由此获得气膜阻尼结构的等效刚度系数和等效阻尼系数, 通过振动方程的理论推导获得放大因子的表达式。结果表明: 气腔厚度、气腔初始压强、吸振薄板模态频率和安装位置是影响减振效果的关键参数。气腔最优厚度主要由附面层厚度和实际振动频率决定, 需结合实际情况确定气腔厚度, 以最大程度降低振动响应; 气腔初始压强越高, 阻尼系数越大; 吸振薄板的固有频率应尽可能与叶片本体接近, 并且安装在本体振动响应最大位置, 以取得最好的减振效果。

关 键 词: 气膜阻尼; 力学模型; 叶片; 减振; 频率

中图分类号: V233

文献标志码: A

Theoretic investigation on vibration characteristics of structure with air film damper

ZHANG Da-yi¹, HE Yi-feng¹, CHEN Lu-lu²,

MA Yan-hong¹, HONG Jie¹

(1. 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 201108, China)

Abstract: According to the configuration design requirements of the air film damper in the aero engines, the mechanics model of the air film damper was built based on the extrusion gap flow theory and energy equation. Therefore, the equivalent stiffness coefficient and the equivalent damper coefficient were obtained. The amplification factor's expression was also obtained through derivation from the vibration equations. Research results revealed that, the air cavity thickness, the initial cavity pressure, the modal frequency and the location of the absorbing vibration plate were the key parameters which determined effect of vibration reduction. The optimization air cavity thickness was determined by the boundary layer thickness and vibration frequency, thus the best value could be acquired according to the particular case in order to depress the vibration response to the maximum extent. The damper coefficient increased with the increase of the initial cavity pressure. The nature frequency of the additional plate was recommended to be close to that of blade, and the absorbing vibration plate was suggested to be installed on the location with the maximum vibration response, in order to obtain the best effect of vibration reduction.

收稿日期: 2014-06-19

作者简介: 张大义(1979—), 男, 辽宁抚顺人, 副教授, 博士, 主要从事航空发动机结构强度振动方面的研究。E-mail: dayi@buaa.edu.cn

通讯作者: 马艳红(1976—), 女, 辽宁铁岭人, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事航空发动机结构强度振动方面的研究。

E-mail: mayanh2002@163.com

Key words: air film damper; mechanics modeling; blade; vibration absorption; frequency

叶片振动导致的高周疲劳破坏是影响发动机结构可靠性的关键问题之一^[1-3]. 美国高循环疲劳科学与技术计划 (high cycle fatigue science and technology program)^[4-5] 针对叶片振动的抑制问题, 指出 4 种具有应用前景的被动阻尼技术: 干摩擦阻尼^[6-7]、约束层阻尼^[8]、颗粒阻尼^[9-10] 和气膜阻尼^[11-12]. 其中气膜阻尼 (air film damping, AFD) 是在结构的振动面上增加吸振薄板以形成一层薄气膜, 振动面作弯曲振动时膜内气体受挤压而来回流动, 因气体内摩擦消耗振动能而产生阻尼作用. 这种结构具有结构和工艺简单、附加质量小、寿命长等优点.

气膜阻尼自被提出以来, 国内外对其减振机理开展了大量研究工作^[13-14]. Chow 等^[15] 基于黏性气体阻尼模型直接推导获得了气体阻抗; Fox 等^[16] 根据经典润滑理论和雷诺方程建立了间隙流黏性气体阻尼模型, 推导了气体总压损失的微分方程; Lewis 等^[5] 建立了气膜阻尼结构在燃气涡轮发动机叶片上应用的有限元模型, 并进行了带气膜阻尼结构系统响应的分析, 证明了气膜阻尼结构的工作范围与附加薄板的固有频率密切相关. 张平宽等^[17] 通过试验发现在某阶模态平均波数值最大的位置作处理, 对该阶模态抑制效果最佳. 美国空军试验室^[18] 将气膜阻尼结构作为叶片高阶振动控制的主要手段, 并将其应用于 GMA3007 风扇叶片, 试验表明其对高阶振动可以起到明显抑制作用.

上述研究通过理论或试验验证了气膜阻尼对振动抑制的有效性, 但是并没有对气膜阻尼结构的关键设计参数及影响规律进行分析. 本文借鉴于上述工作, 通过理论分析初步探讨气膜阻尼的设计方法, 为风扇叶片的减振设计提供技术支撑.

1 气膜阻尼结构

叶片-气膜阻尼结构的结构简图如图 1 所示, 在需要减振的叶片上铣一个槽, 将吸振薄板覆盖在槽上, 吸振板与叶片之间留有一定的间隙, 间隙内通入气体, 即形成气膜.

1.1 基本分类

气膜阻尼结构可分为两类: 通腔气膜阻尼结构和死腔气膜阻尼结构. 对于通腔气膜阻尼结构,

当叶片发生某些振动时, 由于吸振薄板和叶片存在相对运动, 气腔内的气体发生类似于“泵”的运动, 通过吸进和排出气体做功耗散能量. 对于死腔气膜阻尼结构, 在设计时必须保证节线通过气腔. 在每个振动周期中, 气腔内的气体从一侧被压向另一侧, 做功耗散能量. 美国空军试验室将气膜阻尼应用于 GMA3007 风扇叶片时, 通腔与死腔气膜阻尼结构对比如图 2 所示^[8].

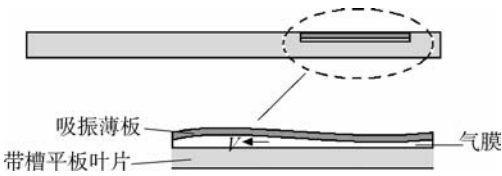


图 1 气膜阻尼结构示意图
Fig. 1 Sketch of air film damper

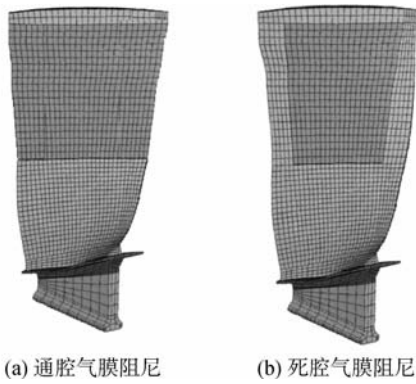


图 2 气膜阻尼两种结构形式
Fig. 2 Two sorts of air film damper

1.2 耗能原理

气膜阻尼作为一种挤压间隙流, 其能量耗散方式可分为两类. 其一是局部能量损失, 由于气腔内部流体通道几何形状的变化, 导致流动速度剧烈变化或气流流动方向改变, 流体质点相互撞击, 发生剧烈的摩擦和动量交换, 造成能量损失. 其二是沿程能量损失, 气腔内流体流动时, 在附面层内流体的流动速度并不均匀, 因此会产生黏性切应力, 流体流动时需要克服黏性力做功, 从而形成流动损失和能量耗散. 对于内部没有扰流柱体的气膜阻尼而言, 沿程能量损失是气膜阻尼结构的主要能量耗散方式, 也是本文的研究对象.

2 气膜阻尼的力学模型

根据图 1 中所示的气膜阻尼结构,简化模型的结构参数定义如图 3 所示,图中 $2L$ 和 $2W$ 分别为叶片的长和宽, $2n$ 为气膜长度。

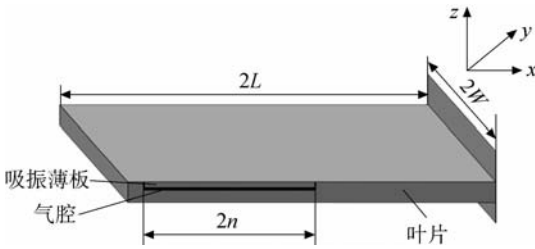


图 3 气膜阻尼结构

Fig. 3 Configuration of air film damper

由于气体厚度远小于其他两个方向尺寸,可假设气体流动速度沿厚度方向的变化率远大于其他两个方向,基于挤压间隙流理论^[11],腔内气体雷诺方程可表示为式(1)所示。

$$\begin{aligned} \frac{\partial u(x,y,z)e^{i\omega\tau}}{\partial \tau} &= -\frac{1}{\rho_0} \cdot \frac{\partial p(x,y)e^{i\omega\tau}}{\partial x} + \\ &\frac{\mu}{\rho_0} \cdot \frac{\partial^2 u(x,y,z)e^{i\omega\tau}}{\partial z^2} \\ \frac{\partial v(x,y,z)e^{i\omega\tau}}{\partial \tau} &= -\frac{1}{\rho_0} \cdot \frac{\partial p(x,y)e^{i\omega\tau}}{\partial y} + \\ &\frac{\mu}{\rho_0} \cdot \frac{\partial^2 v(x,y,z)e^{i\omega\tau}}{\partial z^2} \end{aligned} \quad (1)$$

式中 u, v 为腔内气体 x, y 方向的速度; p 为压强; ρ_0 为初始密度; μ 为动力黏度; τ 为气腔厚度; ω 为气腔上下表面振动圆频率。

考虑腔内流体的连续性,并代入壁面速度边界条件,可得腔内气体的压强微分方程,如式(2)所示。

$$\begin{aligned} \rho_0 \omega^2 \cdot \frac{p(x,y)}{\gamma p_0} + \left[1 - \frac{\tan\left(\frac{1}{2}kt\right)}{\frac{1}{2}kt} \right] \cdot \\ \left[\frac{\partial^2 p(x,y)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p(x,y)}{\partial y^2} \right] = \rho_0 \omega^2 \cdot \frac{\Delta(x,y)}{t} \end{aligned} \quad (2)$$

式中 $k = \pm(i-1)/\delta$, 其中 δ 为振荡流附面层厚度,如式(3)所示; $\Delta(x, y)$ 为薄板的振型表达式。

$$\delta = \sqrt{2\mu/\rho_0\omega} \quad (3)$$

由于气膜阻尼的机理是,气膜与吸振薄板共同组成叶片的吸振器,在叶片本体出现振动时,振动能量由叶片本体转移至气膜与吸振薄板。在气

膜阻尼有效工作时,吸振薄板的振幅会远大于本体的振幅,因此这里将叶片本体可等效为刚体,如图 4 所示。吸振薄板的振动是引起腔内气体流动做功的主要原因,而相对位移的空间分布决定腔内气体的流动速度和压力的分布。

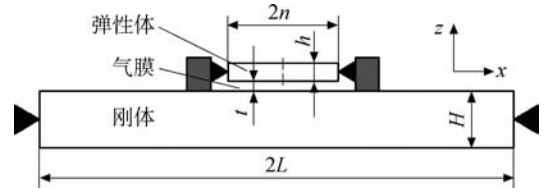


图 4 气膜阻尼结构简化模型

Fig. 4 Simplified modeling for air film damper

对于通腔气膜阻尼结构,附加薄板可简化为两端简支板。气腔上、下表面的相对位移可表示为沿附加薄板 x 方向和 y 方向的波动方程,以 x 方向波数为 c 的振动为例,其振型方程可以表示为

$$\Delta(x,y) = \Delta_0 \sin\left(\frac{c\pi x}{2n}\right) \sin(\omega\tau) \quad (4)$$

式中 Δ_0 为气腔上、下表面相对位移。

将式(4)代入压强微分方程(2),简化后可得压强分布表达式如式(5)所示。

$$\begin{aligned} p(y) &= \frac{\gamma p_0}{\gamma \lambda p_0 \left(\frac{c\pi x}{2n}\right)^2 / \rho_0 \omega^2 - 1} \cdot \\ &\left[\frac{\cosh(By)}{\cosh(BW)} - 1 \right] \cdot \frac{\Delta_0}{t} \end{aligned} \quad (5)$$

式中

$$\lambda = 1 - 2 \tan\left(\frac{1}{2}kt\right) / kt, \quad k = \pm(i-1)/\delta$$

$$B = \left(\frac{c\pi x}{2n}\right)^2 - \frac{\rho_0 \omega^2}{\gamma \lambda p_0}$$

由式(5)可知,气膜力与相对位移成线性关系,引入复刚度法,将气膜压强表示为相对位移的复数形式,如式(6)所示。

$$p(x,y) = [\text{Re}(\omega) + i\text{Im}(\omega)]\Delta(x,y) \quad (6)$$

式中实部 $\text{Re}(\omega)\Delta(x, y)$ 与相对位移同相位,表示固体域与流体域间周期能量交换,相当于流体对固体的附加刚度。虚部 $\text{Im}(\omega)\Delta(x, y)$ 表示能量从固体域转移给流体域,由黏性力做功耗散掉,相当于流体对固体的附加阻尼。则腔内气体单位体积单位时间的势能、耗能公式可表示为压强实部、虚部对振动位移积分的形式,如式(7)所示

$$\begin{aligned} U &= \oint_{\text{cycle}} \iint \text{Re}[p(x,y)]^2 \Delta(x,y) dx dy d\tau = \\ &\oint_{\text{cycle}} \iint \text{Re}(\omega) [\Delta(x,y)]^2 e^{i\omega\tau} dx dy d\tau \\ D &= \oint_{\text{cycle}} \iint \text{Im}[p(x,y)]^2 \Delta(x,y) dx dy d\tau = \\ &\oint_{\text{cycle}} \iint \text{Im}(\omega) [\Delta(x,y)]^2 e^{i\omega\tau} dx dy d\tau \end{aligned} \quad (7)$$

进一步推导获得,等效刚度系数 K 和等效阻尼系数 C ,如式(8)所示.

$$\begin{cases} K = \text{Re}(\bar{\omega})\Delta \\ C = \text{Im}(\bar{\omega}) \frac{\Delta}{\bar{\omega}} \end{cases} \quad (8)$$

式中

$$\begin{aligned} \Delta &= \left[\frac{\sin \frac{c\pi}{n} x_2}{\frac{2c\pi}{n}} - \frac{\sin \frac{c\pi}{n} x_1}{\frac{2c\pi}{n}} - \frac{x_2 - x_1}{2} \right] \cdot \frac{1}{t}, \\ \bar{\omega} &= \frac{\gamma p_0}{\gamma \lambda p_0 \left(\frac{c\pi}{2n} \right)^2 / \rho_0 \omega^2 - 1} \cdot \\ &\left[\frac{\sinh(B y_2) - \sinh(B y_1)}{B \cosh(B W)} - (y_2 - y_1) \right] \end{aligned}$$

由式(8)可见,气膜刚度与阻尼主要取决于以下参数:①腔内气体的初始压强 p_0 ,附面层厚度,气体的动力黏度;②吸振薄板模态频率 ω , x 方向振型波数 c , x 方向气腔长度 n ;③激励与薄板振动频率的比值 γ .

3 带气膜阻尼结构的振动响应求解方法

3.1 振动方程

本体结构为叶片时,可简化为一端固定一端自由的矩形梁,受集中简谐力 F 作用,作用点记为 1. 在叶片上安装气膜阻尼结构作为动力吸振器,安装位置记为 2 和 3. 吸振器和本体结构之间假设为仅通过附加点传递力和速度,则结构被处理成如图 5 所示的叶片-吸振器物理模型.

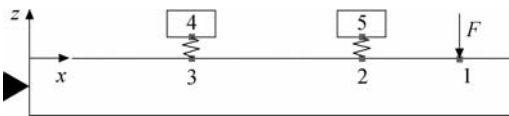


图 5 薄板吸振结构物理模型

Fig. 5 Physical model of plate with absorber

系统的振动方程表示为式(9)所示

$$M\ddot{q}(t) + C\dot{q}(t) + Kq(t) = F(t) \quad (9)$$

由振动理论可知,叶片结构上 1,2,3 点的输入或传递导纳可以表示为

$$R_{jq} = \frac{Q_j}{F_q} = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\varphi_{mn}(x_j) \varphi_{mn}(x_q)}{K_{mn} - M_{mn} \omega^2 + i\omega C_{mn}} \quad (10)$$

式中 $j=1,2,3; q=1,2,3; x_j, x_q$ 为 1,2,3 点在 x 轴的坐标; $M_{mn}, K_{mn}, C_{mn}, \varphi_{mn}(x)$ 为叶片结构的模态质量、模态刚度、模态阻尼和模态振型函数.

为了方便起见,引入固有频率比 ϵ (吸振板模态频率与叶片模态频率之比)、激振频率比 γ (激振力频率与叶片模态频率之比)、质量比 r (吸振板模态质量与叶片模态质量之比)和阻尼比 ζ ,各系数表达式如下:

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{\omega_s^2}{\omega_{mn}^2} & \gamma &= \frac{\omega}{\omega_{mn}} & r &= \frac{M_s}{M_{mn}} \\ \zeta_{mn} &= \frac{C_{mn}}{2 \sqrt{M_{mn} K_{mn}}} & \zeta_s &= \frac{C_s}{2 \sqrt{M_s K_s}} \end{aligned} \quad (11)$$

式中 M_s, K_s, C_s, ω_s 分别为吸振器的模态质量、模态刚度、模态阻尼和固有频率; ω_{mn} 为叶片结构的固有频率.

叶片结构的输入或传递导纳可简化为

$$R_{jq} = \frac{Q_j}{F_q} = \frac{1}{M_{mn} \omega_{mn}^2} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\varphi_{mn}(x_j) \varphi_{mn}(x_q)}{1 - f^2 + i2\zeta_{mn}f} \quad (12)$$

式中 $j=1,2,3; q=1,2,3$.

叶片结构的结构导纳矩阵可表示为

$$R = \begin{bmatrix} R_{1,1} & \cdots & R_{1,3} \\ \vdots & & \vdots \\ R_{3,1} & \cdots & R_{3,3} \end{bmatrix} \quad (13)$$

叶片的振动方程转化为如下形式:

$$[Q_1, Q_2, Q_3] = R[F_1, F_2, F_3]^T \quad (14)$$

不考虑各吸振器之间的耦合关系,吸振器的点导纳可表示为

$$G_j = \frac{Q_j}{F_j} = \frac{1}{K_s - M_s \omega^2 + i\omega C_s} \quad (j=4,5) \quad (15)$$

吸振器的点导纳可简化为

$$G_j = \frac{1}{M_b r \omega_b^2 \epsilon} \cdot \frac{1}{1 - f^2 + i2f\zeta_s} \quad (j=4,5) \quad (16)$$

由于不考虑各吸振器之间的耦合关系,吸振器的导纳矩阵可表示为

$$G = \begin{bmatrix} G_{4,4} & 0 \\ 0 & G_{5,5} \end{bmatrix} \quad (17)$$

吸振器的振动方程转化为

$$[Q_4, Q_5] = G[F_4, F_5]^T \tag{18}$$

叶片结构和吸振结构在耦合点处满足的条件如式(19)所示

$$\begin{aligned} F_2 &= -F_4 & V_2 &= V_4 \\ F_3 &= -F_5 & V_3 &= V_5 \end{aligned} \tag{19}$$

根据上述条件可推导出

$$[F_4, F_5]^T = (R_G + G)^{-1} R_1 F_1$$

$$[Q_4, Q_5]^T = G(R_G + G)^{-1} R_1 F_1$$

式中 $R_G = \begin{bmatrix} R_{2,2} & R_{2,3} \\ R_{3,2} & R_{3,3} \end{bmatrix}$

激振点响应可表示为

$$Q_1 = [R_{11} - R_{23}(R_G + G)^{-1} R_1] F_1 \tag{20}$$

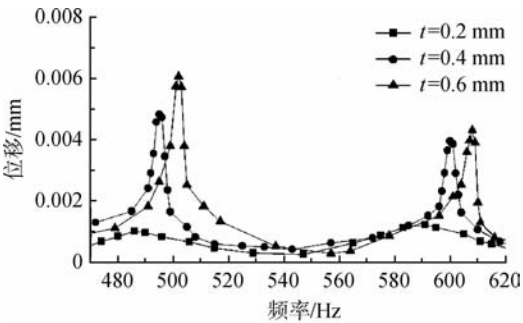
式中 $R_1 = [R_{2,1}, R_{3,1}]^T, R_{23} = [R_{1,2}, R_{1,3}]^T$.

由此,可推导得到放大因子 λ (振动位移幅值与静变形值之比)的表达式如式(21)所示.

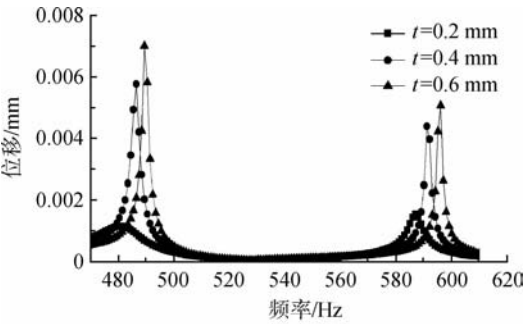
$$\lambda = \frac{Q_1}{F_1/K_{mn}} = [R_{11} - R_{23}(R_G + G)^{-1} R_1] K_{mn} \tag{21}$$

3.2 理论与试验结果对比

针对文献[4]中的悬臂平板结构,采用本文方法对不同气腔厚度(t)时的振动响应进行求解,在不同的气腔厚度条件下,理论求解结果与文献[4]中试验结果对比如图 6 所示.



(a) 实验结果



(b) 理论结果

图 6 不同气腔厚度下平板频响曲线对比

Fig. 6 Frequency response curve of plate with different air cavity thickness

由图 6 可见,①在各气腔厚度下,理论计算和试验测得的共振峰值以及峰值频率随激励频率的变化趋势一致,各阶共振频率和共振峰值的相对误差不大于 20%,表明本文求解方法具有较好的求解精度;②气腔厚度不同时,气膜阻尼结构的减振效果不同.气腔厚度由 0.2 mm 增大至 0.4 mm 时,带气膜阻尼结构平板的振动响应增加.

4 关键结构参数及影响规律

气膜阻尼结构由吸振薄板和气膜两部分组成.气腔厚度和气腔初始压强影响气腔内部流体的运动形式,进而影响气体运动所产生的阻尼;吸振薄板频率和安装位置影响固体域内能量传递特性.基于前面所建立的理论模型和振动响应求解方法,进一步研究设计参数对振动特性的影响.

4.1 气腔厚度

图 7 中给出气腔初始压强 $p_0 = 101.3 \text{ kPa}$ 时,不同振动频率下等效阻尼系数随气腔厚度的变化曲线.等效阻尼系数随气腔厚度的增加而先增加后减小,存在一个最优气腔厚度使等效阻尼系数达到最大值;并且随着振动频率的增加,最优气腔厚度增加.此现象的原因是:附面层内的黏性力做功是等效阻尼能量耗散的主要原因,而振荡气体附面层厚度与振动频率、气体黏度和气体密度有关,参见式(3).气腔厚度小于附面层厚度时,随着气腔厚度的增加,气体做功区域增加,气膜阻尼增大;当气腔厚度超过附面层厚度时,随着气腔厚度的增加,附面层内的速度梯度减小,气膜阻尼下降.

可见,气腔的最优厚度主要由附面层厚度和实际振动频率决定,需结合实际情况进行具体设计.

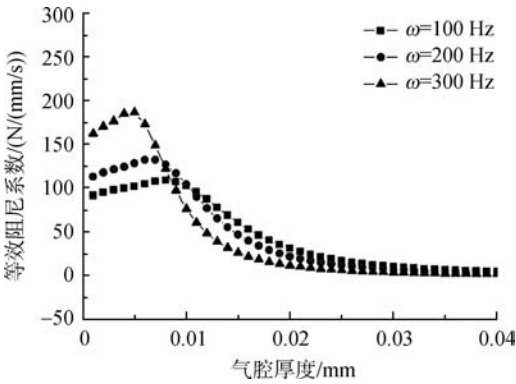


图 7 气腔厚度对等效阻尼系数的影响

Fig. 7 Effect on equivalent damper coefficient of air cavity thickness

4.2 气腔初始压强

图 8 给出了当气腔厚度为 0.01 mm 时,不同气腔初始压强下等效阻尼系数随振动频率的变化曲线. 等效阻尼系数随着振动频率的增加,先迅速增加后缓慢下降;等效阻尼系数随着气腔初始压强的升高而非线性增加. 可见,高气腔初始压强是 有利于抑制振动的.

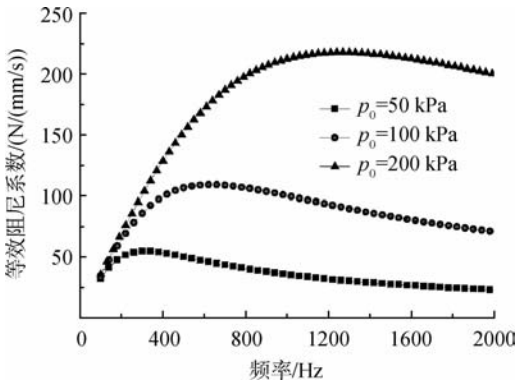


图 8 气体压强对等效阻尼系数的影响
Fig. 8 Effect on equivalent damper coefficient of air pressure

4.3 吸振薄板模态频率

图 9 给出了固有频率比 ϵ 不同时,平板叶片振幅放大因子曲线的变化情况,其中 $\epsilon=0$ 指无附加气膜阻尼的情况. 可见,当吸振薄板模态频率与叶片模态频率相等时,两个共振频率 ω_1 和 ω_2 对称分布在原叶片固有频率两侧. 随着吸振薄板模态频率的升高,共振频率 ω_1 和 ω_2 均增加,但 ω_1 对应共振响应增加, ω_2 对应共振响应降低. 其原因在于,当吸振薄板模态频率与叶片模态频率接近时,吸振薄板与叶片间的耦合作用增强. 随着吸

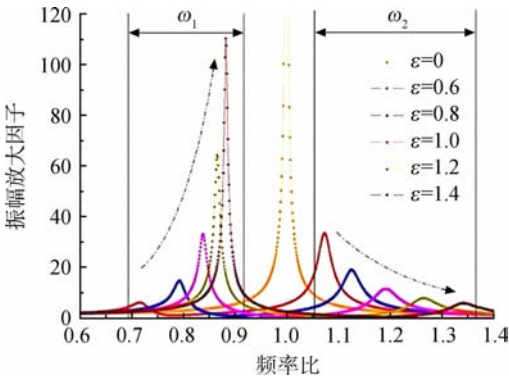


图 9 模态频率对振幅放大因子的影响
Fig. 9 Effect on amplitude amplification factor of modal frequency

振薄板模态频率逐渐远离叶片模态频率,吸振薄板与叶片系统间的耦合作用下降,叶片系统的振动形式趋向于叶片单独振动形式.

在设计中,应尽可能使吸振薄板的固有频率与叶片本体接近,以取得更好的减振效果.

4.4 吸振薄板安装位置

图 10 给出了当吸振薄板安装位置不同时,相同激励载荷作用下带气膜阻尼结构叶片放大因子曲线. 吸振薄板结构位置对叶片共振频率和共振峰值均有影响;当吸振薄板处于位置 2 时,薄板吸振器在原共振频率附近吸振效果最好.

在设计中,应使吸振薄板吸振器位于叶片振动响应最大位置,以取得好的振动抑制效果.

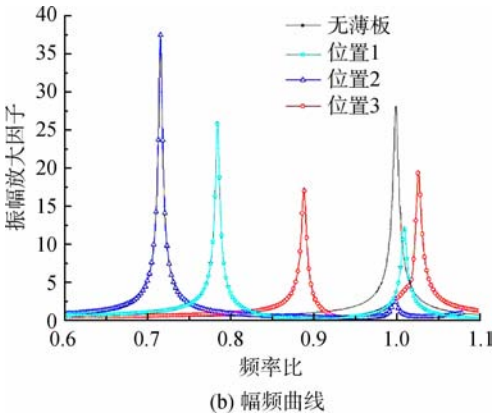
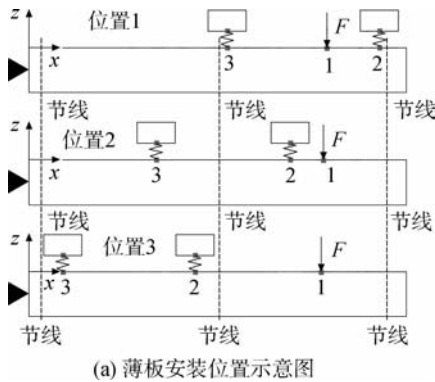


图 10 安装位置对振幅放大因子的影响
Fig. 10 Effect on amplitude amplification factor of installation location

5 结 论

通过气膜阻尼结构的力学模型和振动方程的理论研究,确定了气腔厚度、气腔初始压强、吸振薄板模态频率和安装位置是影响减振效果的关键参数.

气腔的最优厚度主要由附面层厚度和实际振

动频率决定,需结合实际情况确定气腔厚度,以最大程度降低振动响应;气腔初始压强越高,阻尼系数越大;吸振薄板的固有频率应尽可能与叶片本体接近,并且安装在本体振动响应最大位置,以取得最好的减振效果.

参考文献:

[1] ZHANG Dayi,MA Yanhong,HONG Jie. Dynamical sensitivity analysis on blades in turbine machines[J]. Applied Mechanics and Materials,2012,226/227/228:602-606.

[2] ZHANG Dayi,HONG Jie,MA Yanhong,et al. A probability method for prediction on high cycle fatigue of blades arisen by aerodynamic loads[J]. Advances in Engineering Software Journal,2011,42(12):1059-1073.

[3] ZHANG Dayi,MA Yanhong,HONG Jie,et al. Failure analysis of turbine blades in a small turbofan engine through dynamical study[J]. Journal of Vibration Engineering and Technologies,2014,2(2):127-139.

[4] 陈璐璐. 风扇阻尼结构动力学设计理论与方法研究[D]. 北京:北京航空航天大学,2012.

CHEN Lulu. Dynamical design theory and method of fan dampers[D]. Beijing:Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2012. (in Chinese)

[5] Lewis T,Notestine K. Air film damping for turbine engine applications[R]. Pinehurst, North Caroline; the 9th US National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference, 2004.

[6] HONG Jie, CHEN Lulu, MA Yanhong, et al. Dynamic-characteristics of dry friction damping at bladed disk joints; experiments[R]. ASME Paper GT2011-45965,2011.

[7] HONG Jie,CHEN Lulu,MA Yanhong,et al. Designmethods of friction damping at blade-disk joints[R]. ASME Paper GT2009-59510,2009.

[8] Chung J,Jang I. Dynamic response and stability analysis of an automatic ball balancer for a flexible rotor[J]. Journal of Sound and Vibration,2003,259(1):31-43.

[9] Duffy K,Bagley R,Mehmed O. On a self-tuning impact vi-

bration damper for rotating turbo machinery[R]. AIAA-2000-3100,2000.

[10] Kielb R,Masri S F,Oeth D,et al. Advanced damping systems for fan and compressor blisks[R]. AIAA 98-3863, 1998.

[11] BAO Minhang,YANG Heng. Squeeze film air damping in MEMS[J]. Sensors and Actuators A:Physical,2007,136(1):3-27.

[12] Vemuri S K. Behavioral modeling of viscous damping in MEMS[D]. Pittsburgh, USA: Carnegie Mellon University,2000.

[13] MA Yanhong,LIANG Zhichao,WANG Hong,et al. Theoretical and experimental steady-state rotor dynamics of an adaptive air film damper with metal rubber[J]. Journal of Sound and Vibration,2013,332(22):5710-5726.

[14] 王虹,洪杰,马艳红. 用于转子系统的气膜密封阻尼结构稳态特性[J]. 航空动力学报,2012,27(1):190-197.

WANG Hong, HONG Jie, MA Yanhong. Steady-state properties of gas film seal damper used in a rotor system [J]. Journal of aerospace power,2012,27(1):190-197. (in Chinese)

[15] Chow L C,Pinnington R J. Practical industrial method of increasing structural damping in machinery: I squeeze-film damping with air[J]. Journal of Sound and Vibration, 1987,118(1):123-139.

[16] Fox M J H,Whitton P N. The damping of structural vibration by thin gas film[J]. Journal of Sound and Vibration, 1980,73(2):279-295.

[17] 张平宽,王慧霖. 薄膜阻尼结构的处理位置优化[J]. 太原重型机械学院学报,1996,17(4):345-349.

ZHANG Pingkuan,WANG Huilin. The optimum treatment position of film damping structure[J]. Journal of Taiyuan Heavy Machinery Institute, 1996, 17(4): 345-349. (in Chinese)

[18] Garay G,McCormick M. Design and subcomponent testing of a viscoelastic constraint layer damping system for fan airfoils[R]. Pinehurst, North Caroline; the 9th US National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference,2004.

(编辑:王碧琚)