用于篦齿封严装置的减振阻尼环设计理论

曾 亮 李 琳

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院，北京 100083)

摘 要：运用弹性力学和接触力学的有关理论研究了用于篦齿封严装置减振的阻尼环设计方法.采用动柔度法求解了安装有阻尼环的篦齿封严装置的动力响应.分析了阻尼环尺寸和接触压力等参数对篦齿封严装置动力响应的影响规律:在篦齿封严装置和阻尼环的组合结构中,存在最佳的阻尼环结构参数,此时阻尼环减振效果最佳;对组合结构不同的周波型振动,阻尼环的减振效果不同.

关 键 词：封严装置；阻尼环；干摩擦；振动控制

中图分类号：V 214.3

文献标识码：A **文 章 编 号**：1001-5965(2007)05-0518-05

Design of damping-ring for vibration control in labyrinth air seals

Zeng Liang Li Lin

(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The design and application of severed damping-ring to rotor/stator components are effective in protecting labyrinth air seals and the cylindrical walls of annular chambers against flexural vibration and fatigue failures excited by various disturbing forces. The dynamic analysis of contact system was complex due to its non-linear and chaotic behavior in the process. The theory for vibration control in labyrinth air seals was built up by elastic mechanics and contact mechanics. The dynamic response of labyrinth air seals with different damping-ring and contact pressure was analyzed by dynamic compliance method. The simulation results confirmed the validity of the proposed model and method and showed that the damping-ring could reduce the amplitude of the labyrinth air seals notably. There were the best parameters of damping-ring, which lead to the best effect of vibration control. The vibration control of damping-ring was different to different modal shape of labyrinth air seals.

Key words: air seals; damping-ring; dry friction; vibration control

1 篦齿封严装置常用减振结构

篦齿封严装置作为一种有效的非接触式封严结构,在航空发动机中得到了广泛应用.随着航空发动机性能的提高以及对质量、尺寸越来越严格的要求,篦齿封严装置的振动问题也变得尤为突出.我国新一代发动机中的篦齿封严装置也使用了开口环状阻尼器(简称阻尼环),用于结构减振[1],阻尼环横截面一般为圆形或矩形(见图 1、见图 2).

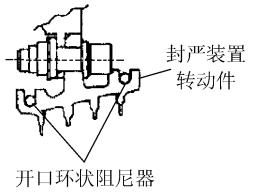


图 1 开口环状阻尼器安装形式

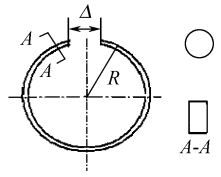


图 2 开口阻尼环

阻尼环在自由状态下的名义半径 R 通常大于封严装置的内径,并且具有一定的开口量 Δ(见图 2),因此装配后,在弹性张力的作用下(如果封严装置属于转动件,则同时考虑弹性张力和旋转

收稿日期：2006-06-05

作者简介：曾 亮(1976—),男,四川资阳人,博士生,zlzlzl129@163.com.

离心力的作用),阻尼环将紧贴于封严装置内壁面,从而形成一个与封严装置共同工作的接触系统.

国外成型的航空发动机上关于篦齿封严装置减振结构的设计大量来自于实验研究和经验,可供参考的文献很少,只有 J. S. ALFORD 在早期对这一问题有一些实验的结果,理论分析很少[2-4].尽管我国新一代发动机中已采用了上述减振结构,但直至目前为止,还仅仅是仿制,对于阻尼环的减振机理,并不清楚.因此,深入研究篦齿封严装置及其减振结构动力特性的工程意义就显得非常重大.

2　封严装置/阻尼环结构减振理论

2.1　变形及假设

封严装置轴向较短,通常又称其为封严环.由于阻尼环采用开口的形式(见图 2),因此它的刚性与封严环相差很大,当封严环在外界激励下发生振动时,阻尼环的径向振动形式与其一致.

图 3 为封严环/阻尼环组合结构发生弯曲振动时的局部变形示意图(M 为弯矩).当组合结构发生弯曲变形时,封严环外侧的纤维受拉伸长,内侧纤维受压缩短;对阻尼环同样如此.因此,两结构在接触面上由于变形不协调就可能会发生相对滑移,并导致干摩擦现象的出现.

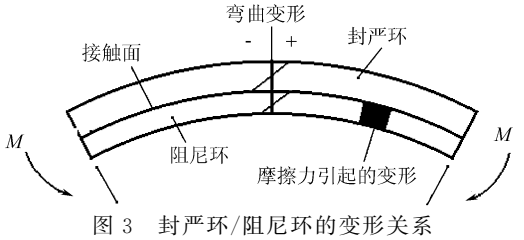


图 3　封严环/阻尼环的变形关系

图 4 为封严环/阻尼环的几何关系示意图,横截面如 A-A 所示,图中 w,v 分别代表径向和周向位移;R_s,R_d 分别是封严环和阻尼环的中面半径,R_f 是接触面处的半径.当组合结构发生 N 周波型振动时,封严环沿圆周会出现 N 条节线.以相邻

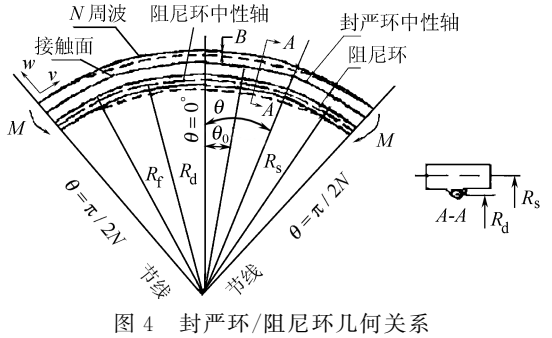


图 4　封严环/阻尼环几何关系

两条节线之间的部分为一个子结构(见图 4,$-\pi/2N \leqslant\theta\leqslant\pi/2N$),根据对称性,组合结构沿圆周共有 $2N$ 个如图 4 所示的子结构.

为了简化分析,作如下的假设:① 封严环属于薄壁圆柱壳体,横截面尺寸为常数;阻尼环横截面尺寸为常数;② 组合结构只在弹性范围内变形;③ 摩擦系数 μ 为常数;④ 在振动过程中,封严环和阻尼环在径向不发生分离.

2.2　组合结构的变形和摩擦力的特点

当圆环结构发生平面内的弯曲振动(图 3)时,环上任一横截面的弯矩和位移之间的关系如式(1)所示:

$$\frac{M}{EI}=-\left(W+\frac{\mathrm{d}w^2}{\mathrm{d}\theta^2}\right)\Big/R^2 \tag{1}$$

式中,M 为弯矩;R 为中面半径;EI 为抗弯刚度;W 为圆环径向位移,以沿半径向外为正.如前所述,封严环和阻尼环的位移和弯矩的关系均可以近似采用式(1)来描述.

根据材料力学理论,圆环横截面上的(最大)弯曲正应变[2]为

$$\varepsilon_b=Mc/EI \tag{2}$$

式中,对封严环和横截面为矩形的阻尼环而言,c 为横截面半厚度;对横截面为圆形的阻尼环而言,c 为横截面半径.

将式(1)代入式(2),得到圆环结构弯曲周向应变的表达式:

$$\varepsilon_b=-c\left(W+\frac{\mathrm{d}w^2}{\mathrm{d}\theta^2}\right)\Big/R^2 \tag{3}$$

当组合结构发生 N 周波型的振动时,假设在阻尼环的安装位置处,封严环的径向位移(阻尼环与其一致)形式为

$$W=B\cos(N\theta+\omega t) \tag{4}$$

式中,W 意义同前;B 为径向振动幅值;N 为周波数;θ 为圆周角度;ω 为结构振动圆频率.

将式(4)代入式(3),得到振动过程中封严环和阻尼环的弯曲周向应变分别为

$$\varepsilon_{s,b}=-c_sB(N^2-1)\cos(N\theta+\omega t)/R_s^2 \tag{5}$$

$$\varepsilon_{d,b}=c_dB(N^2-1)\cos(N\theta+\omega t)/R_d^2 \tag{6}$$

式中,$\varepsilon_{s,b}$,$\varepsilon_{d,b}$,c_s,c_d,R_s,R_d 分别表示封严环和阻尼环的弯曲周向应变,半厚度和中面半径.由式(5)和式(6)可见,在振动过程中,由于封严环和阻尼环的结构参数不同,因此在接触面上两结构的周向应变不相等,且方向相反.周向应变的不一致,导致周向位移的差异,从而在接触面间产生摩擦力.

式(5)和式(6)表明,在振动过程中,封严环和

阻尼环的周向应变沿圆周呈谐波变化，根据应变与位移的微分关系可知，二者的周向位移亦呈谐波变化. 设阻尼环与封严环在振动过程中仅在每个变形周波范围内的 $\theta>\theta_0$. 区域内有相对滑移发生(定义 θ_0 为空间临界滑移角). 下面给出 θ_0 的确定方法.

2.3 接触面间无相对滑移的条件

由式(5)和式(6)可得振动过程中封严环与阻尼环接触面上任意一点的弯曲应变差：

$$\Delta\varepsilon=\varepsilon_{s,b}-\varepsilon_{d,b}=(c_dB/R_d^2+c_sB/R_s^2)(N^2-1)\cos(N\theta+\omega t) \tag{7}$$

该应变差是导致摩擦力的根本原因.

根据材料力学理论，阻尼环的应变又可写作：

$$\Delta\varepsilon=\frac{R_d}{A_dE}\int F(\theta)\,d\theta \tag{8}$$

式中，$F(\theta)$ 是摩擦力沿圆周单位弧长的分布函数；A_d，E 分别是阻尼环的横截面面积和弹性模量.

微分式(8)可以得到：

$$d\Delta\varepsilon=\frac{FR_d}{A_dE}d\theta \tag{9}$$

变换式(9)，得到 F 的表达式如式(10)所示：

$$F=\frac{A_dE}{R_d}\frac{d\Delta\varepsilon}{d\theta} \tag{10}$$

将式(7)代入式(10)，即可得到该区域内(静)摩擦力的表达式，如式(11)[5]所示：

$$F=\frac{NA_dEc_dB}{R_d^3}[c_s/c_d(R_d/R_s)^2+1]\cdot(N^2-1)\sin(N\theta+\omega t) \tag{11}$$

由式(11)可见，如果封严环和阻尼环在整个接触区域($-\pi/2N\leqslant\theta\leqslant\pi/2N$，以下同)始终没有相对滑移，则(静)摩擦力的极值 F_{max} 应出现在节线处，此时 $\theta=\pm\pi/2N$；另一方面，如果封严环和阻尼环恰在节线附近才发生相对滑移，此时静摩擦力转变为滑动摩擦力，如式(12)所示：

$$F=F_{max}=\mu P \tag{12}$$

式中，μ 为摩擦系数；P 为封严环和阻尼环之间单位弧长上的正压力.

利用式(11)和式(12)，可得以下推论：

1) 当 P 一定时，在一个振动周期内，封严环和阻尼环在整个接触区域均不发生相对滑移的条件是：在阻尼环的安装位置处，封严环各点的振动幅值 $B<B_i$，其中：

$$B_i=\frac{\mu PR_d^3}{NA_dEc_d}\frac{1}{[c_s/c_d(R_d/R_s)^2+1](N^2-1)} \tag{13}$$

如果 $B>B_i$，则有相对滑移发生，此时 $F=\mu P$，并保持不变.

2) 当 B 一定时，在一个振动周期内，封严环和阻尼环在整个接触区域均不发生相对滑移的条件是：封严环与阻尼环接触面间各点的 $P>P_i$，其中：

$$P_i=\frac{NA_dEc_dB}{\mu R_d^3}[c_s/c_d(R_d/R_s)^2+1](N^2-1) \tag{14}$$

如果 $P<P_i$，则有相对滑移发生，此时 $F=\mu P$，并保持不变.

将式(13)和式(14)分别代入式(11)，可得到(静)摩擦力的另一种表达形式，如式(15)所示：

$$F=\mu P_i\sin(N\theta+\omega t)=\mu PB\sin(N\theta+\omega t)/B_i \tag{15}$$

由式(15)可知，当封严环和阻尼环之间发生相对滑移时，在 $\theta=\theta_0$ 处(见图 4)：

$$\sin(N\theta_0+\omega t)=P/P_i=B_i/B \tag{16}$$

由式(16)即可确定空间临界滑移角 θ_0.

2.4 有相对滑移时摩擦力做功及等效粘性阻尼系数的求解

设组合结构作简谐振动，现以组合结构在1/4周期内的振动为例，来导出摩擦力做功的表达式.

假设在某一时刻 $t(t\in[0,T/4]$，T 为结构振动周期，$T=2\pi/\omega)$，组合结构的振动位置如图 4 所示. 按照前述有关假设，此时封严环和阻尼环在 $\theta_0<\theta\leqslant\pi/2N$ 的接触区域内有相对滑移，$F=\mu P$，并保持不变. 在该区域内，阻尼环在接触面处的周向位移 v_r 可由式(6)积分得到，如式(17)所示：

$$v_r=\int R_f\varepsilon_{d,b}\,d\theta=\frac{c_dBR_f}{NR_d^2}(N^2-1)\sin(N\theta+\omega t)+c_1 \tag{17}$$

式中 c_1 为积分常数.

同理，封严环的周向位移 v_0 可由式(5)积分得到，如式(18)所示：

$$v_0=\int R_f\varepsilon_{s,b}\,d\theta=-\frac{c_sBR_f}{NR_s^2}(N^2-1)\sin(N\theta+\omega t)+c_2 \tag{18}$$

式中 c_2 为积分常数.

令 s 为此时封严环和阻尼环之间的周向位移差，如式(19)所示：

$$s=v_0-v_r=-\frac{\mu PR_dR_f}{N^2EA_d}\left[\frac{\sin(N\theta+\omega t)}{\sin(N\theta_0+\omega t)}-1\right] \tag{19}$$

摩擦力与周向位移差的乘积即为摩擦力所消耗的振动能量.当组合结构发生 N 周波型振动时,沿周向共有 $2N$ 个如图 4 所示的子结构,而每一子结构又以 $\theta=0$ 为界分为左右 2 部分,所以,在[0,$T/4$]内摩擦力所作的功为

$$\Delta w = 2N \times 2\int_0^{T/4} \mu P s'(t)\,\mathrm{d}t \int_{\theta_0}^{\pi/2N} R_\mathrm{f}\,\mathrm{d}\theta = 4\frac{(\mu P)^2 R_\mathrm{d} R_\mathrm{f}^2}{N^2 E A_\mathrm{d}}\left(\frac{1-\sin N\theta_0}{\sin N\theta_0 \cos N\theta_0} - N\theta_0 + \frac{\pi}{2}\right) \tag{20}$$

因此,在组合结构一个振动周期内,摩擦力所作的功为

$$W = 4\Delta w \tag{21}$$

式(20)中接触压力的求解见文献[6].

由式(21),利用能量等效的方法即可得到在一个振动周期内干摩擦阻尼的等效粘性阻尼系数 C_e[7]:

$$C_\mathrm{e} = W/\pi\omega B^2 \tag{22}$$

式中 B 代表结构振幅.

本文将基于式(22)对篦齿封严装置用阻尼环的减振效果进行研究.

2.5　考虑干摩擦的非线性动力问题的求解

考虑干摩擦阻尼的接触系统的动力响应问题具有很强的局部非线性,此时,接触系统动力学方程可以用式(23)表示:

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{X}} + (\boldsymbol{C} + \boldsymbol{C}_\mathrm{NL}(B))\dot{\boldsymbol{X}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{X} = F \tag{23}$$

式中,$\boldsymbol{M}$,$\boldsymbol{C}$,$\boldsymbol{K}$ 分别为系统的质量矩阵、粘性阻尼矩阵、刚度矩阵;$\boldsymbol{C}_\mathrm{NL}(B)$ 是与 $\boldsymbol{C}$ 矩阵维数相同的干摩擦阻尼矩阵;B 代表结构振幅;$\boldsymbol{X}$ 为结构位移向量.

由式(22)可见,等效粘性阻尼系数 C_e 与振幅 B 有关,而 B 值是未知的,因此式(23)需采用迭代方法求解.求解的方法是先假设一个 B^0 值,然后利用动柔度法[7]求得由式(23)所描述的接触系统的稳态响应,于是便求得新的振幅 B^1;比较 B^0 和 B^1,一般情况下 $B^0 \neq B^1$,需要多次迭代,直到响应结果收敛.

3　数值仿真结果

3.1　封严环/阻尼环组合结构的固有特性

封严环几何尺寸如图 5 所示,建立其周期对称的有限元模型及边界条件如图 6 所示.封严环与阻尼环采用同种材料:密度为 7.8×10^3 kg/m^3,弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.3.

图 7 所示为封严环的前三阶固有频率 f 及振型,N 为周波数.

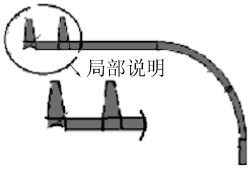


图 5　封严环几何尺寸

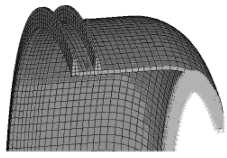


图 6　封严环有限元模型



图 7　封严环的固有频率及振型

3.2　封严环/阻尼环组合结构的动力响应

在封严环某一节点上施加单点径向简谐激励,激励幅值为 5 N(见图 6).下面以组合结构发生 4 周波型振动为例来对阻尼环的减振效果进行说明,分析频率范围在组合结构的第 4 阶固有频率附近(547～557 Hz,见图 7),结构粘性阻尼比为 0.002 5,摩擦系数 $\mu=0.3$.

定义如下变量来表征阻尼环的减振效果:

$$\text{降幅比} = \left(1 - \frac{\text{某一周波型振动时组合结构的响应峰值}}{\text{某一周波型振动时封严环自身的响应峰值}}\right) \times 100\%$$

图 8 为阻尼环横截面半径 $r=4$ mm 时,不同名义半径下激励点的径向位移幅频响应曲线,从图中可清楚看到阻尼环的减振效果.当封严环上不附加阻尼环时,激励点峰值为 0.056 98 mm;当封严环上附加阻尼环后,在干摩擦阻尼和结构阻尼的共同作用下,激励点处的振动峰值有了显著降低,例如,当名义半径 R 为 298.08 mm 时,振动峰值已经降为 0.001 855 mm,相对于无阻尼环时,振幅降低了 96.7%,阻尼环的减振效果非常明显.

图 9 为降幅比和不同结构参数的阻尼环的关

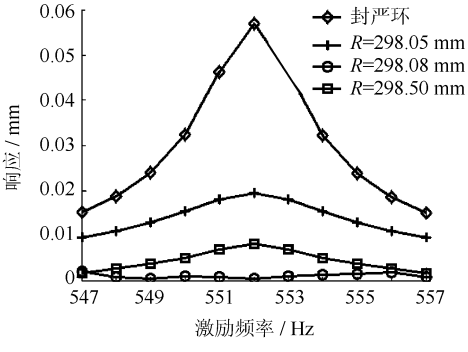
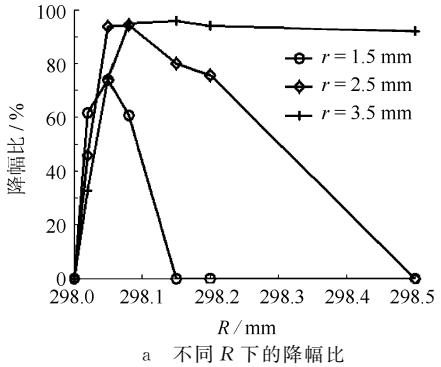
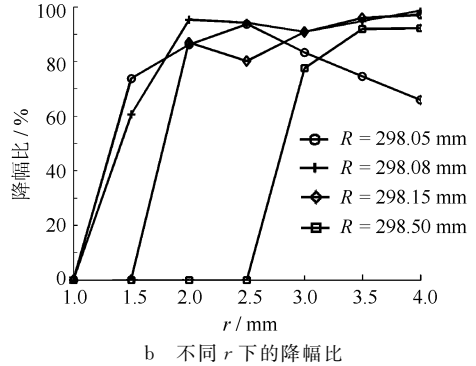


图 8　幅频响应曲线($N=4$,$r=4$ mm)



a 不同 R 下的降幅比



b 不同 r 下的降幅比

图 9 降幅比和阻尼环结构参数的关系($N=4$)

系曲线. 以 $r=2.5$ mm 的阻尼环为例,从图 9a 中可以看到,随着名义半径增大,降幅比先逐渐增大,然后又逐渐减小,原因是,当 R 增大时,封严环和阻尼环之间的接触压力增大,接触面之间相对滑移增大,干摩擦耗能也增大,结构振动幅值降低(见图 8);当 R 继续增大,使得接触压力过大时,阻尼环和封严环之间实际上已经趋于"粘滞"状态,接触面之间的相对滑移减小,干摩擦耗能也减小,阻尼环逐渐失去减振作用.

当阻尼环 r 一定时,为达到最佳的减振效果,R(亦即接触正压力)有最佳值. 例如,当 $r=1.5$ mm 时,最佳 R 为 298.05 mm;当 $r=2.5$ mm 或 3.5 mm 时,最佳 R 为 298.08 mm,其余类推. 同时,随着横截面半径的增大,阻尼环具有减振效果的可选名义半径范围也增大,例如,$r=1.5$ mm 时,R 可在 298.05～298.15 mm 的范围内选择;当 $r=2.5$ mm 时,R 可在 298.05～298.5 mm 范围内选择.

从图 9b 中可以看到,当 R 一定时,为达到最佳的减振效果,阻尼环 r 同样有最佳值,比如,当 R 为 298.05 mm 时,最佳阻尼环 r 为 2.5 mm;其余类推.

当 $r=4$ mm,组合结构分别发生 $N=3$ 和 $N=5$的周波型振动时,不同R下的激励点的径向位移幅频响应曲线也分别如图 10、图 11 所示(限于篇幅,不再给出降幅比曲线).

从图 8,图 10 和图 11 可以看到,当组合结构发生不同的周波型振动时,阻尼环的减振效果也是不同的. 例如,当 R 为 298.08 mm,组合结构分别发生 $N=4$、$N=3$ 和 $N=5$ 的周波型振动时,阻尼环的降幅比分别为 98.6%,95.3%和 60.1%,阻尼环的减振效果差异非常明显.

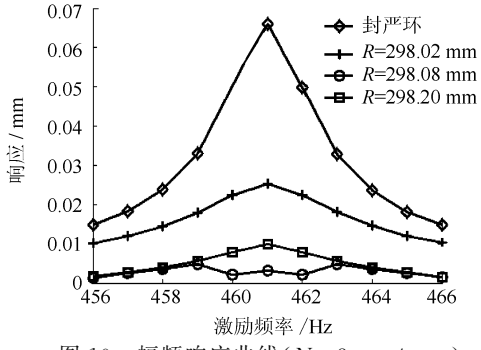


图 10 幅频响应曲线($N=3$,$r=4$ mm)

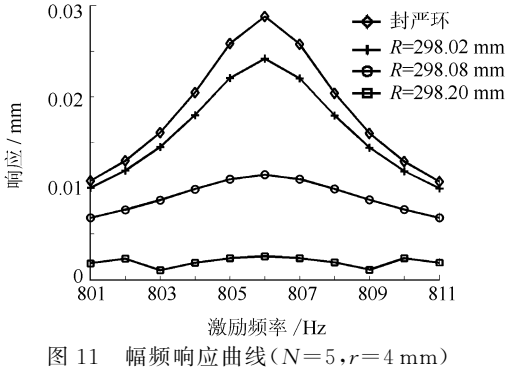


图 11 幅频响应曲线($N=5$,$r=4$ mm)

4 结 论

篦齿封严装置安装了开口阻尼环后,当组合结构发生振动时,由于接触面之间的干摩擦的作用,消耗了结构的振动能量,有效地降低了振动峰值. 理论分析和数值仿真结果说明了:①在不同的阻尼环横截面半径下,随着阻尼环名义半径的增大,振动峰值先减小后增大,存在最佳的名义半径,此时阻尼环的减振效果最佳;②当阻尼环名义半径一定时,为达到最佳的减振效果,阻尼环的横截面半径有最佳值;③随着阻尼环横截面半径的增大,阻尼环具有减振效果的可选名义半径范围增大;④当组合结构出现不同的周波型振动时,即使是同一阻尼环,它的减振效果也是不同的.

(下转第 548 页)