

文章编号: 1000-8055(2007)07-1035-09

带有阻尼环(套)的篦齿封严装置 固有特性的理论及实验

曾 亮, 郭雪莲, 李 琳

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘 要: 以带有开口阻尼环(套)的篦齿封严装置为研究对象, 运用弹性力学、材料力学和接触力学的有关理论研究了阻尼环(套)与封严装置之间的接触压力和接触刚度的求解方法. 在此基础上, 根据结构系统动力学理论建立了封严装置/阻尼环(套)组合结构的等效线性系统模型, 并通过模态实验验证了理论模型的正确性. 研究了阻尼环的安装位置和阻尼套厚度、宽度、开口量等参数对组合结构固有特性的影响规律. 阻尼环在不同的安装位置时对封严装置固有特性的影响较小. 阻尼套对封严装置固有特性的影响包括附加质量和附加刚度两方面, 当封严装置结构一定时, 组合结构的固有频率与封严装置自身频率的差异大小取决于阻尼套附加质量和附加刚度的相对比较. 由于阻尼环(套)开口较小, 并且它的刚性远低于封严装置的刚性, 组合结构仍大致以周波型振动为主.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 篦齿封严装置; 阻尼环(套); 接触压力; 接触刚度; 模态分析

中图分类号: V 231.9

文献标识码: A

Theoretic and experimental modal analysis of labyrinth air seals with damping ring/ sleeves

ZENG Liang, GUO Xuelian, LI Lin

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Modal analysis of contact system is complex due to its non-linear and chaotic behaviors in the process. This paper builds up the equivalent linear model of labyrinth air seals with damping ring/ sleeves by introducing local contact stiffness and using vibration mechanic theory. The experimental results of natural frequencies and mode shapes of the labyrinth air seals with damping ring/ sleeves verified the validity of the proposed simplified model and the simulation results by finite element method(FEM). The influence of variable parameters(position, width, thickness and gap size) of damping ring/ sleeves are also studied.

Key words: aerospace propulsion system; labyrinth air seals; damping ring/ sleeves; contact pressure; contact stiffness; modal analysis

篦齿封严装置作为一种有效的非接触式封严结构, 在航空发动机和其他旋转机械中得到了广泛应用. 随着现代航空发动机性能的提高, 篦齿封严装置的工作压力、工作温度都相应增大; 同时, 航空发动机对质量、尺寸有越来越严格的要求, 使

得篦齿封严装置的刚性进一步下降, 所有这些不利因素使篦齿封严装置的振动问题变得尤为突出. 参照国外先进发动机中有关转动薄壁件减振结构设计方案以及我国 2001 年出版的《航空发动机设计手册》^[1] 第 18 册, 我国新一代发动机中的

收稿日期: 2006-06-05; 修订日期: 2006-10-12

作者简介: 曾亮(1972), 男, 四川资阳市人, 博士生, 主要从事机械振动控制与减振技术的研究.

篦齿封严装置以及薄壁旋转轴上均采用了类似阻尼环(套)的减振结构(图 1 和图 2)。

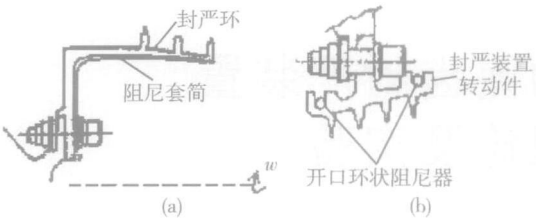


图 1 带阻尼套筒/阻尼环的篦齿封严装置

Fig. 1 Labyrinth with damping sleeves/ ring

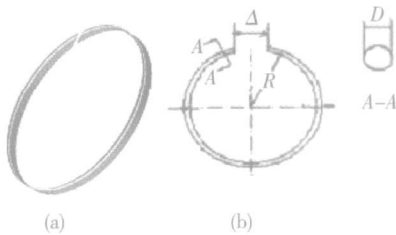


图 2 阻尼套筒(a)和阻尼环(b)

Fig. 2 Damp ing sleeve(a) /ring (b)

这些开口筒式(环式)减振结构在自由状态下的名义半径 R (图 2) 通常大于封严装置的内径, 因此装配后, 在弹性张力的作用下, 阻尼环(套)将紧贴于封严装置内壁面; 同时, 如果封严装置属于转动部件, 那么, 在弹性张力和旋转离心力的共同作用下, 阻尼环(套)会与封严装置更加紧密接触, 形成一个与封严装置共同工作的接触系统. 显然, 这一复杂结构的固有特性与未加减振结构的封严环的固有特性相比有显著不同, 原设计的封严装置的固有频率不同于该复杂结构的固有频率, 如果在设计时不考虑这一点, 那么这些减振结构不仅不能起到积极的作用, 还有可能引发新的问题. 但是, 对于这一类复杂结构动力特性的分析, 目前国内外还没有形成系统的方法, 可供参考的文献几乎没有^[2,3]. 事实上, 尽管我国新一代发动机中已采用了上述这些先进的减振结构, 但直至目前为止, 还仅仅是仿制. 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.

针对上述篦齿封严装置动力特性研究的现状, 本文基于有限元分析软件, 提出了一种对具有接触结合面的组合结构固有特性进行分析的方法, 给出了接触结合面关键参数(接触压力、接触刚度)的确定方法, 并通过模态实验对理论模型进行了验证.

1 组合结构接触面的等效线性模型

对于靠接触面连接的组合结构, 其接触面的特性可用接触阻尼和接触刚度来刻画. 在分析其固有特性时可只考虑接触刚度的影响.

在用有限元方法对组合结构进行分析时, 接触面间的刚度被均匀分配到相邻接触单元体的相应节点上, 称之为接触面上对应节点间的等效参数, 由这些参数可以构造接触面之间的等效刚度矩阵^[4].

图 3 为封严装置和阻尼环(套)组合结构之间接触面处局部有限元网格示意图, 图中用虚线表示的部分为等效刚度矩阵单元, 即两相邻接触面之间用矩阵单元连接. $oxyz$ 为接触面处的局部坐标系, 点 o 为局部坐标系的原点, 该点也是等效刚度矩阵单元的一个节点.

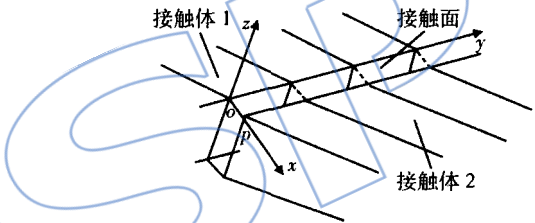


图 3 接触面等效线性模型

Fig. 3 Linear model of interface

有限元分析软件 ANSYS 中的向量弹簧单元 (Matrix 27) 可以描述图 3 所示的接触面等效线性模型^[4]. 向量弹簧单元代表的是一种在空间 6 个自由度方向(包括转动方向)具有刚度的弹簧, 在分析组合结构的固有特性时, 只需在接触结合面之间引入向量弹簧单元, 并给出弹簧单元在 6 个自由度方向的刚度系数. 在定义弹簧参数时, 令 3 个转动方向的刚度为零; 将 3 个线位移方向的刚度分别定义为接触面的法向刚度和 2 个互相垂直的切向刚度.

组合结构接触面间的接触刚度和接触压力有着直接的关系, 下面首先给出接触压力的求解方法, 然后再基于接触压力, 给出接触刚度的确定方法.

2 封严环与阻尼环(套)之间的接触压力

由于阻尼环(套)采用开口的形式, 它的刚性与封严环的刚性相差很大. 自由状态下阻尼环(套)的名义半径 R 大于封严环的内径, 因此当阻

尼环(套) 安装在封严环内壁后, 它们之间的接触压力主要是由阻尼环(套) 的弹性变形所造成的.

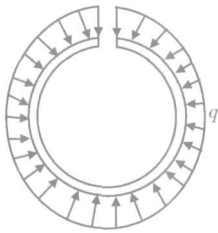


图 4 阻尼环(套) 压力分布

Fig.4 Pressure distribution of damping ring/sleeves

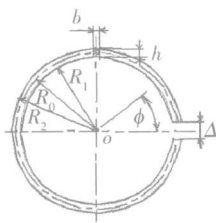


图 5 阻尼环(套) 的几何参数

Fig.5 Geometrical parameters of damping ring/sleeves

严格说来, 当阻尼环(套) 装入封严环后, 它们之间的接触压力沿着圆周的分布不是一个匀值, 而是呈梨状分布^[5], 如图 4 所示. 由于工程中应用的阻尼环(套) 开口量一般都较小, 同时也是为了简化后文的分析, 因此, 我们忽略接触压力在开口附近的不均匀性, 而认为压力沿圆周是均匀分布的, 单位弧长上的接触压力大小用 q 表示. q 值的大小与阻尼环(套) 的几何尺寸(图 5, 外圆半径 R_2 , 内圆半径 R_1 , 平均半径 R_0 , 横截面高度 h 及宽度 b)、开口量 Δ 及材料的弹性模量 E 有关. 开口量 Δ 定义如下

$$\Delta = 2\pi R'_0 - 2\pi R''_0 \tag{1}$$

其中: R'_0 和 R''_0 分别是以 R_0 为平均半径的阻尼环(套) 在装入封严环前、后的平均半径.

在弹性变形范围内, 接触压力 q 与开口量 Δ 之间呈正比关系, q 与 Δ 之间的比例关系可用材料力学中的单位载荷法来确定^[6]. 因为阻尼环(套) 的变形相对于开口是对称的, 所以可以取阻尼环(套) 的一半作为研究对象, 并且认为它一端固支, 而另一端自由(图 6(a)). 由单位载荷法可以得到阻尼环(套) 自由端的变形量为

$$\frac{\Delta}{2} = \int_0^\pi \left(\frac{MM_1}{EJ} \right) R_0 d\phi + \int_0^\pi \left(\frac{K_y QQ_1}{GA} \right) d\phi + \int_0^\pi \left(\frac{NN_1}{EA} \right) d\phi \tag{2}$$

其中 M, Q, N 和 M_1, Q_1, N_1 分别是压力 q 和附加单位力在阻尼环(套) 横截面内引起的弯矩, 横向剪力及法向拉力; E, G 分别是材料的弹性模量和剪切模量, A 为阻尼环(套) 的横截面积且 $A = bh$; J 为阻尼环(套) 横截面的惯性矩且 $J = bh^3/12$, K_y 为截面形状系数, 当横截面是矩形时, $K_y = 1.2$

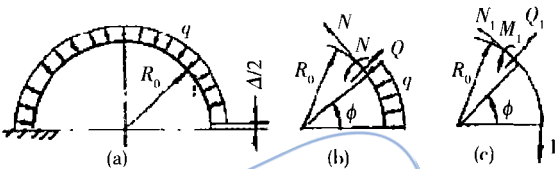


图 6 阻尼环(套) 的变形与内力

Fig.6 Strain/stress of damping ring/sleeves

由图 5 可知, $h = R_2 - R_1$. 运用截面法受力平衡的原理, 由图 6(b) 有

$$\begin{aligned} M &= 2qR_0^2 \sin^2(\phi/2) \\ Q &= qR_0 \sin \phi, \quad N = -2qR_0 \sin^2(\phi/2) \end{aligned} \tag{3}$$
$$\begin{aligned} M_1 &= R_0(1 - \cos \phi), \\ Q_1 &= \sin \phi, \quad N_1 = \cos \phi \end{aligned} \tag{4}$$

将以上各式代入公式(2), 则有

$$\frac{\Delta}{2} = \frac{24qR_0^4}{Eb h^3} \int_0^\pi \sin^2 \left(\frac{\phi}{2} \right) (1 - \cos \phi) d\phi + \frac{K_y q R_0^2}{G b h} \int_0^\pi \sin^2 \phi d\phi - \frac{2q R_0^2}{E b h} \int_0^\pi \sin^2 \left(\frac{\phi}{2} \right) \cos \phi d\phi \tag{5}$$

积分上式后有

$$\Delta = \frac{36\pi q R_0^4}{E b h^3} + \frac{K_y \pi q R_0^2}{G b h} + \frac{\pi q R_0^2}{E b h} \tag{6}$$

变换公式(6), 得到

$$q = \frac{b h \Delta}{\pi R_0^2} \left[\frac{36 R_0^2}{E h^2} + \frac{K_y}{G} + \frac{1}{E} \right]^{-1} \tag{7}$$

由公式(7) 可见, 单位弧长上的接触压力 q 与阻尼套宽度 b 、厚度 h 以及开口量 Δ 成正比. 根据公式(7), 当给定开口量 Δ 及其他几何参数后, 就可求出阻尼环(套) 与封严环之间单位弧长上的接触压力 q .

如第 1 节所述, 当采用有限元方法对组合结构进行分析时, 阻尼环(套) 和封严环接触面上对应接触单元之间的接触压力为

$$p = qs \tag{8}$$

其中, s 为单元周向弧长.

3 封严环与阻尼套之间的接触刚度

考虑两个球体之间的接触, 设球体半径分别为 R_1, R_2 (图 7). 当两者在接触点的法向方向受载荷 P 作用时, 接触区域半径为 r , 按 Hertz 接触理论, 接触区域半径为 r 可以表示为^[7]

$$r = (3PR/4E^*)^{1/3} \tag{9}$$

其中等效弹性模量为 E^*

$$1/E^* = (1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2$$

等效球体半径为 R

$$1/R = 1/R_1 + 1/R_2$$

式中 E_1, E_2, μ_1, μ_2 分别为两球体材料的弹性模量和泊松比.

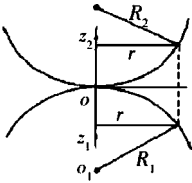


图 7 两球体之间的接触

Fig. 7 Contact between two spheres

如果两球体具有相同的弹性常数, 即

$$E_1 = E_2 = E, \mu_1 = \mu_2 = \mu$$

两球体间的法向接触刚度为^[8]

$$k_n = \frac{3}{2} \left[\frac{9}{4} \left(\frac{1 - \mu^2}{E} \right)^2 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \frac{1}{P} \right]^{\frac{1}{3}} = \frac{2Gr}{1 - \mu} \tag{10}$$

切向接触刚度为^[8]

$$k_t = \frac{4Gr}{2 - \mu} \tag{11}$$

其中 G 为材料的剪切弹性模量, $G = E/(1 - \mu^2)$.

两球体之间的切向刚度与法向刚度之间有以下关系

$$k_t/k_n = 2(1 - \mu)/(2 - \mu) \tag{12}$$

当泊松比 $\mu = 0.25 \sim 0.5$ 时, $k_t = (0.86 \sim 0.67) k_n$, 切向刚度与法向刚度在数值上是大致相同的.

复杂结构之间的接触面为任意形状时, 接触刚度如何定义及求解, 参考文献很少, 一般是通过实验来确定. 如第 1 节所述, 假设封严环和阻尼环(套)组合结构接触面上各单元体之间的接触状态

近似满足 Hertz 的球接触理论, 并且忽略接触面上各个单元体之间的相互作用, 从公式 (10) 和 (11) 可以看到, 只要确定了两接触体对应接触单元之间的正压力 p 和等效球体半径 R , 就可以确定接触刚度. 以下分析中等效球体半径取封严环/阻尼环(套)接触面半径的一半, 即 $R = r/2$, r 是封严环/阻尼环(套)的接触面半径^[8].

4 悬臂柱壳/阻尼环(套)模态实验介绍

图 8 是悬臂柱壳/阻尼环(套)组合结构模态实验总图, 其中, 用于模拟封严环的悬臂柱壳结构参数如图 9 所示; 图 10 是在参考某型发动机中篦齿封严装置减振结构的基础上而设计的与悬臂柱壳配合使用的开口阻尼环(套)结构, Δ, h, b 和 Φ 分别是阻尼环(套)的开口量, 厚度、轴向宽度和内径.

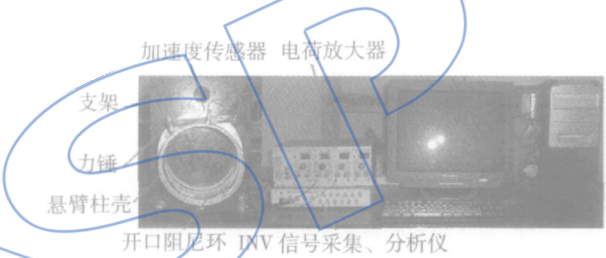


图 8 悬臂柱壳/阻尼套组合结构实验装置

Fig. 8 Modal test of shell with damping ring/sleeves

在该实验中, 激励方式采用变时基锤击法激励, 多点激励单点拾振; 数据采集和分析系统采用北京东方振动和噪声技术研究所开发的 DASP2000 版数据采集与分析软件系统.

阻尼套实验件(图 11)参数为: $\Delta = 10, 30$ mm; $h = 0.3, 0.5$ mm; $b = 75, 45, 30$ mm; $\Phi = 200$ mm. 阻尼环实验件(图 12)参数为: $\Delta = 10$ mm, $h = 3.5$ mm, $b = 2$ mm, $\Phi = 200$ mm.

阻尼环(套)安装在悬臂柱壳内壁的对应位置, 如图 13 所示.

5 理论与实验结果的分析、比较

在对悬臂柱壳/阻尼环(套)组合结构的固有特性进行理论分析时, 作如下的假定: (1) 在固有特性分析过程中忽略各类阻尼的影响; (2) 悬臂柱壳与阻尼环(套)之间由于弹性张力的作用, 始终保持接触, 不发生分离; (3) 忽略接触面间粘合力的存在.

5.1 悬臂柱壳/阻尼环(套)组合结构的接触压力

悬臂柱壳/阻尼环(套)组合结构实验件(图

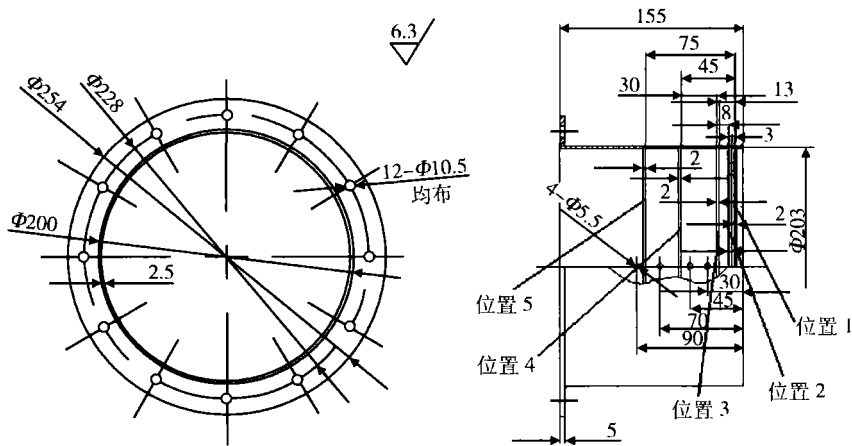


图 9 悬臂柱壳结构(单位: mm)

Fig. 9 Geometrical parameters of shell(Unit: mm)

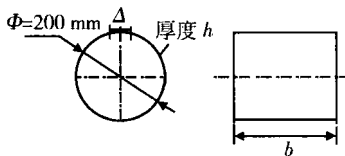


图 10 开口阻尼环(套) 结构

Fig. 10 Geometrical parameters of damping ring/
sleeves

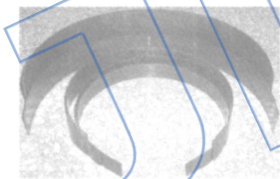


图 11 阻尼套实验件

Fig. 11 Test model of damping sleeves

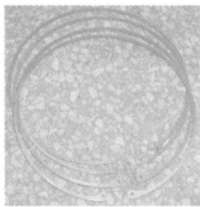


图 12 阻尼环实验件

Fig. 12 Test model of damping rings

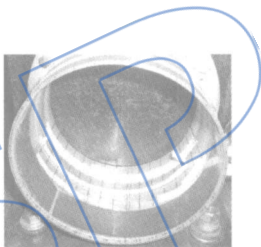


图 13 阻尼套安装图

Fig. 13 Test model of shell with
damping sleeves

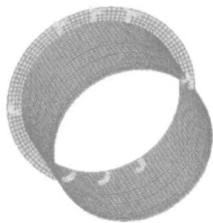


图 14 组合结构有限元模型

Fig. 14 FEM model of shell with
damping sleeves

间的接触压力与阻尼环(套) 开口量 Δ 厚度 h 和宽度 b 有关, 表 1 给出了在不同参数下悬臂柱壳和阻尼环(套) 接触面间的单元接触压力 p . 由于不同参数下的接触压力不同, 因而与其有直接关系的接触刚度也是不同的, 阻尼环(套) 宽度 b 、厚度 h 和开口量 Δ 越大, 接触刚度也越大.

5 2 阻尼环位置对组合结构固有特性的影响

将如图 12 所示的阻尼环分别安装在悬臂柱壳(图 9) 的位置 1~ 位置 5 处. 表 2 是阻尼环在不同安装位置时, 通过模态实验和理论分析得到的

13) 的有限元模型及边界条件如图 14 所示. 计算模型中封严环与阻尼环(套) 采用同种材料: 密度为 $7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 弹性模量为 210 GPa, 泊松比为 0.3.

根据前面的分析, 阻尼环(套) 与悬臂柱壳之

表 1 单元接触参数

Table 1 Contact parameters of the interface elements

Δ / mm	b / mm	h / mm	p / N	k_n / (N/mm)	k_t / (N/mm)
阻尼环 10	2	3.5	0.66	13 824	11 385
阻尼套 10	75	0.5	16.5	36 730	30 250
		0.3	3.56	32 080	26 420
	45	0.5	9.92	30 980	25 510
		0.3	2.14	27 060	22 285
	30	0.5	6.61	19 940	16 420
		0.3	1.42	17 418	14 344
阻尼套 30	75	0.5	22.0	42 960	35 380
		0.3	4.75	37 530	30 900
	45	0.5	13.2	36 230	29 837
		0.3	2.85	31 650	26 065
	30	0.5	8.82	34 090	28 077
		0.3	1.89	27 649	22 770

组合结构固有频率, 为了比较, 表中同时给出了悬臂柱壳自身的固有频率, 其中误差(以下同)定义为

误差= $\left| \frac{\text{计算结果}-\text{实验结果}}{\text{实验结果}} \right| \times 100\%$

由表 2 中的数据可以看到, 在保持悬臂柱壳结构参数不变的情况下: (1) 当阻尼环在不同位置时, 组合结构固有频率的理论计算结果和实验结果误差最大在 5% 左右, 说明了前述理论分析模型的正确性; (2) 安装开口阻尼环后, 不同位置下的组合结构的固有频率与悬臂柱壳自身的固有频率略有差别, 但是差异很小. 原因是, 由于阻尼环采用开口形式, 刚性很差, 它提供的附加刚度与悬臂柱壳自身的刚度相比很小, 因此对组合结构固有频率的影响不大; 同时, 由于阻尼环结构轴向宽度和径向厚度较小, 它的附加质量对组合结构固有频率的影响也不大. 因此, 在工程应用中, 对于开口阻尼环, 可以忽略它对组合结构固有频率的影响, 而只研究它的阻尼作用.

以安装位置 2 为例, 图 15 是模态实验和理论分析得到的组合结构的典型振型, 阻尼环在其他位置时的振型与之类似, 不再列出.

表 2 阻尼环在不同位置时组合结构固有频率

Table 2 Natural frequencies of shell with damping ring

	周波 N	2	3	4	5
悬臂柱壳	计算/Hz	566	656	1 112	1 727
	实验/Hz	566	691	1 136	1 755
	误差/%	0	5.1	2.1	1.6
位置 1	计算/Hz	560	656	1 110	1 725
	实验/Hz	549	690	1 123	1 750
	误差/%	2.00	4.93	1.16	1.43
位置 2	计算/Hz	557	666	1 115	1 735
	实验/Hz	554	686	1 129	1 756
	误差/%	0.54	2.92	1.24	1.19
位置 3	计算/Hz	558	668	1 115	1 734
	实验/Hz	549	689	1 130	1 749
	误差/%	1.64	3.05	1.33	0.86
位置 4	计算/Hz	561	669	1 114	1 731
	实验/Hz	559	688	1 133	1 731
	误差/%	0.36	2.76	1.68	0
位置 5	计算/Hz	562	686	1 112	1 727
	实验/Hz	559	688	1 128	1 749
	误差/%	0.54	0.29	1.42	1.26

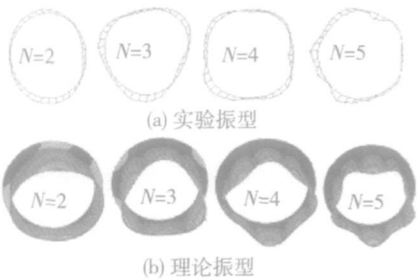


图 15 理论和实验振型对比(位置 2)

Fig. 15 Mode shapes of shell with damping ring (Position 2)

从图 15 可以看到, 安装开口阻尼环以后, 组合结构仍然是以周波型振动为主, 原因可参考前述对组合结构固有频率的有关分析.

5.3 阻尼套宽度对组合结构固有特性的影响

表 3 是阻尼套开口量 Δ 为 10 mm 时, 在不同宽度 b 和厚度 h 下组合结构的固有频率. 悬臂柱壳附加阻尼套以后, 阻尼套对它的影响有两方面: (1) 阻尼套附加质量的影响; (2) 阻尼套与悬臂柱

表 3 不同阻尼套宽度下的组合结构固有频率
($\Delta=10\text{ mm}$)

Table 3 Natural frequencies of shell with damping sleeves ($\Delta=10\text{ mm}$)						
b/mm	h/mm	周波 N	2	3	4	5
75	0.5	计算/Hz	534	640	1 098	1 626
		实验/Hz	526	670	1 105	1 623
		误差/%	1.5	4.5	0.63	0.18
	0.3	计算/Hz	546	663	1 121	1 663
		实验/Hz	530	666	1 119	1 636
		误差/%	3	0.45	0.18	1.7
45	0.5	计算/Hz	541	658	1 112	1 648
		实验/Hz	526	690	1 126	1 639
		误差/%	2.9	4.6	1.2	0.55
	0.3	计算/Hz	551	669	1 131	1 677
		实验/Hz	535	691	1 117	1 655
		误差/%	3	3.2	1.3	1.3
30	0.5	计算/Hz	550	609	1 132	1 680
		实验/Hz	554	584	1 119	1 661
		误差/%	0.72	4.3	1.2	1.1
	0.3	计算/Hz	556	615	1 093	1 698
		实验/Hz	543	602	1 111	1 664
		误差/%	2.4	2.2	1.6	2

壳接触, 从而提供附加刚度的影响. 由表 3 中的数据可以看到, 在保持悬臂柱壳参数不变的情况下:

- (1) 对不同参数的阻尼套, 组合结构固有频率的理论计算结果和实验结果误差最大在 5% 左右, 说明了前述理论分析模型的正确性;
- (2) 对不同宽度的阻尼套, 由于其附加质量对悬臂柱壳刚性的影响始终大于其附加刚度的影响, 因此组合结构的各阶固有频率均低于悬臂柱壳自身的固有频率;
- (3) 在阻尼套厚度相同的情况下, 组合结构的固有频率随着阻尼套宽度的增加而降低(图 16).

薄壁柱壳结构的振动形式一般是沿周向和轴向的周波型振动为主^[1]. 由于悬臂柱壳轴向较短, 因此它的振动形式主要是沿周向的周波型振动. 图 17 和图 18 分别是开口量 Δ 为 10 mm、宽度 b 为 75 mm 和 45 mm, 厚度 h 为 0.5 mm 的组合结构在不同周波下的理论振型和实验振型的对比.

由图可以看到, 虽然附加了较大接触面积的阻尼套, 但是由于开口量较小, 并且阻尼套的刚性与悬臂柱壳相比很小, 组合结构仍基本以周波型振动为主, 实验和理论振型的一致性再次说明了理论分析的正确(阻尼套为其他宽度和厚度时组合结构的振型特点与之类似, 限于篇幅, 不再赘述).

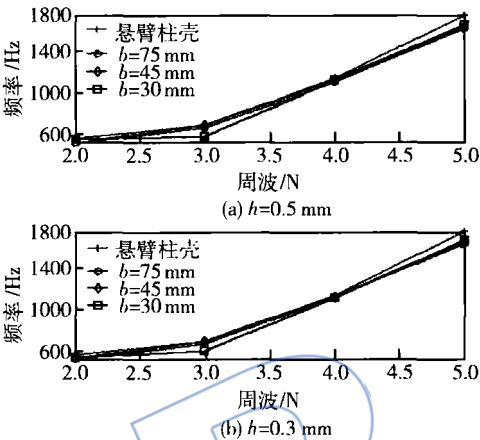


图 16 不同宽度的阻尼套对频率的影响
($\Delta=10\text{ mm}$)
Fig. 16 Natural frequencies of shell with different damping sleeves

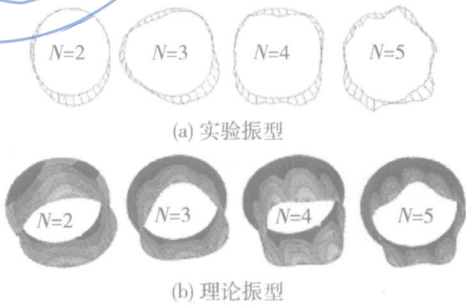


图 17 理论和实验振型对比 ($b=75\text{ mm}$)
Fig. 17 Mode shapes of shell with damping sleeves
($b=75\text{ mm}$)

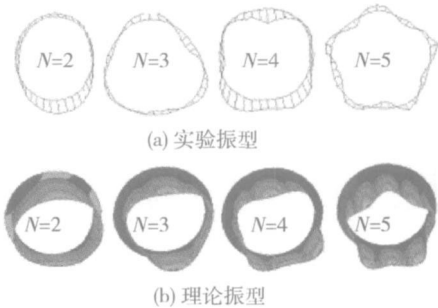


图 18 理论和实验振型对比 ($b=45\text{ mm}$)
Fig. 18 Mode shapes of shell with damping sleeve
($b=45\text{ mm}$)

5.4 阻尼套厚度对组合结构动力特性的影响

图 19 和图 20 是阻尼套开口量 Δ 为 10 mm, 宽度 b 为 75, 45 mm 时, 在不同厚度($h=0.3, 0.5$ mm) 下组合结构的固有频率与周波数的关系(具体数据见表 3), 为了比较, 图中同时给出了悬臂柱壳自身的固有频率. 由图可以看到, 在保持悬臂柱壳参数不变的情况下, 组合结构的固有频率随着阻尼套厚度的增加而降低, 与悬臂柱壳自身固有频率的差异越明显, 原因是, 组合结构的固有频率取决于附加质量和附加刚度的相对比较, 在其他参数一定的情况下, 阻尼套厚度越小, 它的附加质量和附加刚度也越小, 组合结构的固有频率越接近于悬臂柱壳自身的频率.

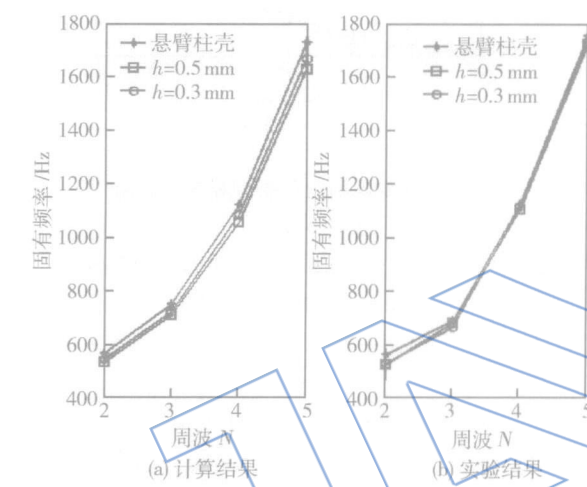


图 19 组合结构固有频率 ($b=75$ mm)
Fig. 19 Natural frequencies of shell with damping sleeves ($b=75$ mm)

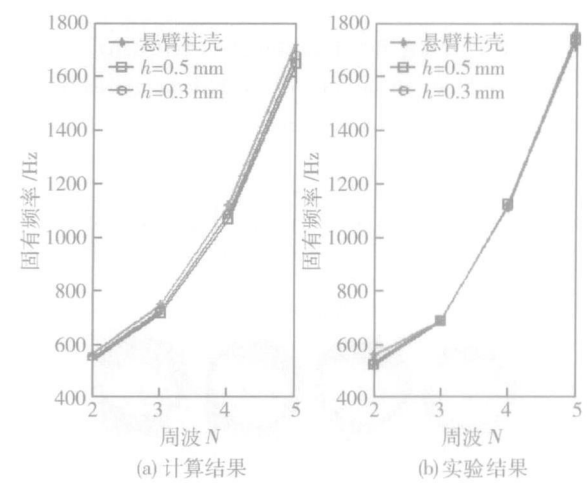


图 20 组合结构固有频率 ($b=45$ mm)
Fig. 20 Natural frequencies of shell with damping sleeves ($b=45$ mm)

5.5 阻尼套开口量对组合结构动力特性的影响

接触压力 p 与阻尼套开口量 Δ 之间呈正比关系, 并且接触压力越大, 接触刚度也越大(表 1). 表 4 是阻尼套开口量 Δ 为 30 mm 时, 组合结构在不同宽度 b 和厚度 h 下的固有频率.

表 4 阻尼套开口量 $\Delta=30$ mm 时组合结构固有频率
Table 4 Natural frequencies of shell with damping sleeves ($\Delta=30$ mm)

b/mm	h/mm	周波 N	2	3	4	5
45	0.5	计算/Hz	541	716	1 113	1 649
		实验/Hz	554	701	1 134	1 655
		误差/%	2.3	2.1	1.9	0.36
	0.3	计算/Hz	551	729	1 131	1 678
		实验/Hz	548	702	1 130	1 664
		误差/%	0.55	3.8	0.09	0.84
30	0.5	计算/Hz	550	729	1 132	1 680
		实验/Hz	568	709	1 131	1 654
		误差/%	3.2	2.8	0.89	1.6
	0.3	计算/Hz	556	737	1 094	1 698
		实验/Hz	558	709	1 126	1 749
		误差/%	0.36	3.9	2.8	2.9

图 21 是阻尼套厚度 h 为 0.5 mm, 宽度 b 为 45 mm 时, 不同开口量 Δ 下的组合结构固有频率. 由于阻尼套厚度 h 较小, 并且开口量变化不

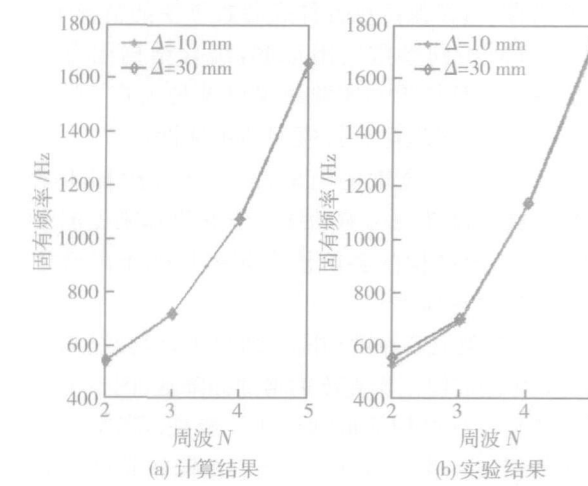


图 21 不同开口量下的固有频率 ($b=45$ mm)
Fig. 21 Natural frequencies with variable gap ($h=0.5$ mm, $b=45$ mm)

大, 两种情况下理论计算结果和实验结果差别较小, 但是, 比较表 3 和表 4 的有关数据可以看到, 随着开口量 Δ 的增大, 组合结构的固有频率也相应增大, 原因是, 开口量增加, 阻尼套的附加质量减小, 但弹性张力和附加刚度却在增加, 使得组合结构的整体刚性加强, 固有频率提高。

6 结 论

本文根据结构系统动力学理论建立了具有接触接合面的篦齿封严装置/阻尼环(套)组合结构的等效线性系统模型, 给出了阻尼环(套)与封严装置之间接触压力和接触刚度的求解方法。在此基础上以悬臂柱壳/阻尼环(套)为例, 进行了组合结构固有特性的理论和实验研究, 模态实验结果验证了理论分析的正确性。

研究了阻尼环的安装位置和阻尼套厚度 h 、宽度 b 、开口量 Δ 等参数对组合结构动力特性的影响规律, 在工程设计中, 可以合理的选择阻尼环(套)参数来调整封严装置的固有特性, 通过“移频”达到避免共振的目的。

(1) 接触压力 q 与阻尼套宽度 b 、厚度 h 、开口量 Δ 成正比。

(2) 阻尼环在不同的安装位置时, 对封严装置固有频率的影响较小。在工程应用中, 对于开口阻尼环, 可以忽略它对组合结构固有频率的影响, 而只研究它的阻尼作用。

(3) 阻尼套对封严装置固有特性的影响包括附加质量和附加刚度的影响两方面。当封严装置结构一定时, 组合结构的固有频率与封严装置自身频率的差异大小取决于阻尼套附加质量和附加

刚度的相对比较。当其他参数一定时, 阻尼套宽度 b 和厚度 h 越小, 开口量 Δ 越大, 组合结构的固有频率越接近于封严装置自身的频率。

(4) 由于阻尼环(套)开口较小, 并且它们的刚性远低于封严装置的刚性, 组合结构仍以周波型振动为主。

参考文献:

- [1] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册[M]. 第 18 册. 北京: 航空工业出版社, 2001.
- [2] Alford J S. Nature, cause, and prevention of labyrinth air seal failures[J]. Journal of Aircraft, ASME 1975, 12(4): 313-318.
- [3] Niemotka M A, Ziegert J C. Optimal design of split ring dampers for gas turbine engines[C] // International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Cincinnati, Ohio: ASME 1993.
- [4] 张锦, 刘晓平. 叶轮机振动模态分析理论及数值方法[M]. 北京: 国防工业出版社, 2001.
- [5] 张保生. 匀弹力变截面开口圆环的弹力集度及强度计算[J]. 机械科学与技, 1994, 51(3): 95-97.
ZHANG Baosheng. The calculation of the elastic force degree and strength of varied section open ring exerted by uniform elastic force[J]. Mechanical Science and Technology, 1994, 51(3): 95-97.
- [6] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1979.
- [7] Johnson K L. 接触力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1992.
- [8] 曾亮, 李琳. 具有接触接合面的封严组件振动特性分析[J]. 航空动力学报, 2006, 21(5): 854-861.
ZENG Liang, LI Lin. The vibration performance of contact system of labyrinth assembly[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(5): 854-861.