

文章编号:1000-8055(2009)03-0670-07

用于篦齿封严装置的阻尼套筒减振性能研究

曾 亮¹, 李 琳²

- (1. 中国民用航空总局 航空安全技术中心, 北京 100028;
2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 在篦齿封严装置减振的开口阻尼环设计方法的基础上,对比研究了阻尼套筒的设计方法.采用动柔度法求解了安装有阻尼套筒的篦齿封严装置的动力响应.分析了阻尼套筒结构尺寸(厚度、接触面积)和安装过盈量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套筒的组合结构中,存在最佳的阻尼套筒结构参数,此时阻尼套筒减振效果最佳;对组合结构不同的周波型振动,阻尼套筒的减振效果不同.

关 键 词: 篦齿封严装置; 阻尼套筒; 干摩擦; 减振
中图分类号: TB42 **文献标识码:** A

Performance of damping sleeve for vibration control in labyrinth air seals

ZENG Liang¹, LI Lin²

- (1. Center of Aviation Safety Technology,
General Administration of Civil Aviation of China, Beijing 100028, China;
2. School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The design of damping-sleeve for vibration control was based on the research of damping-ring for vibration control in labyrinth air seals. The dynamic response of labyrinth air seals with different damping-sleeve (thickness, contact area) and interference was analyzed by dynamic compliance method. The simulation results confirm the validity of the proposed model and method, and show that the damping-sleeve could reduce the amplitude of the labyrinth air seals notably. Best parameters of damping-sleeve are available, which lead to the best effect of vibration control. The vibration control of damping-sleeve differs from varied modal shapes of labyrinth air seals.

Key words: labyrinth air seals; damping-sleeve; 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普遍使

用了阻尼环(图 1(a))或阻尼套筒(图 1(b)),用于结构减振^[1].

阻尼环结构较为简单,如图 2a 所示,一般为一个开口圆环,类似发动机中的封严涨圈.图 2b 为切成片状的整体式阻尼套筒,其特点是,筒体在多处切开,但不切断整个筒体,而只切开部分筒体,以保持其完整性.阻尼环或阻尼套筒在自由状

收稿日期:2008-03-07; 修订日期:2008-09-10

作者简介:曾亮(1976-),男,四川资阳人,博士,主要从事机械振动控制与减振技术研究. E-mail:zllzll129@163.com

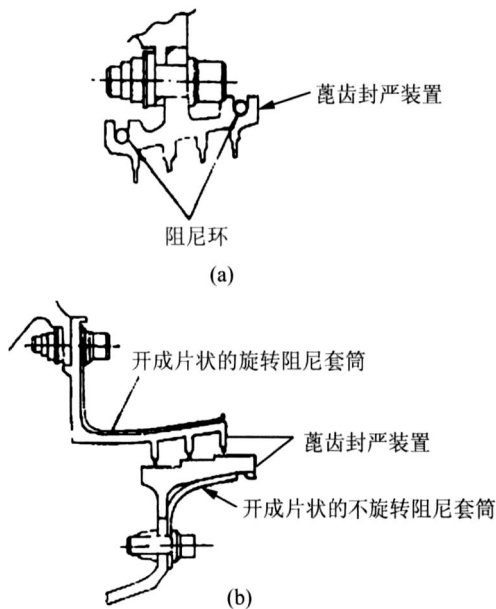


图1 篦齿封严装置/阻尼环(阻尼套筒)组合结构形式

Fig. 1 Labyrinth with damping-ring/ sleeve

态下的外径通常大于封严装置的内径(保证一定的安装紧度,使二者在振动过程中相互之间不会发生分离),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离心力的作用),阻尼环或阻尼套筒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 Alford J S 在早期对这一问题有一些实验结果的总结,理论分析很少^[2-4]。Michael A. Niemetka 和 John C. Ziegert^[5]通过计算摩擦力耗能和优化理论,对篦齿封严装置用的阻尼环进行了优化设计,但是并没有研究篦齿封严装置和阻尼环组合结构的动力响应问题。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,对于减振结构的减振机理,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。

文献[6]中已经详细研究了用于篦齿封严装置的减振阻尼环设计理论,文献[7-9]分别研究了带有阻尼套筒结构的篦齿封严装置的固有特性计算方法,并通过实验验证了计算方法的正确性。本文将在前述研究基础上对前述有关设计理论作进一步的推广,重点研究片状阻尼套筒的设计方法及其减振性能。

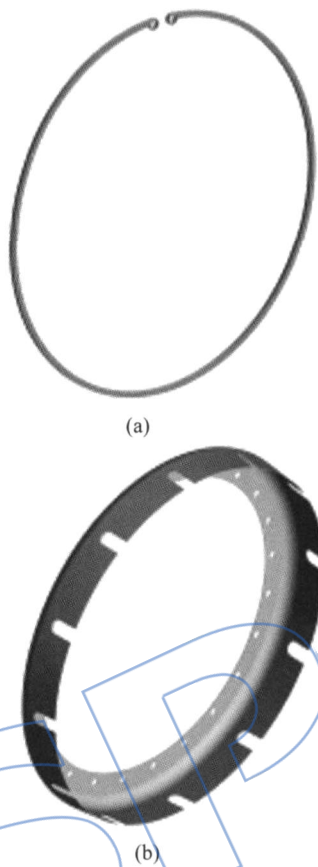


图2 阻尼环/阻尼套筒结构

Fig. 2 Damping-ring (a) / sleeve (b)

2 篦齿封严装置/阻尼套筒减振理论

阻尼套筒和阻尼环的减振机理在本质上是相同的,二者都是利用振动过程中减振结构与篦齿封严装置之间由微小滑移所产生的干摩擦来消耗结构的振动能量,从而将振幅降低到相对低的水平,这样外界激励就不会在封严装置部件壁上产生足够高的振动应力而导致部件的疲劳损坏^[1]。

阻尼套筒与阻尼环相比,最大的区别在于前者轴向尺寸较大,与封严装置筒体之间有更大的接触面积(图2(b)),因而具有以下优点:

1) 在封严装置的设计阶段,由于其固有特性(频率、振型)事先无法准确知道,因此阻尼环的安装位置也就无法确定。如果阻尼环的安装位置正好位于封严装置的节圆附近,由于该处振动较小,阻尼环和封严装置之间的相对滑移也小,干摩擦阻尼减振效果不明显,阻尼环就不能发挥应有的作用,而阻尼套筒则可以避免这种不利情况的发生。

2) 阻尼套筒与封严装置的接触面积更大,因此可以在更宽的频率范围内提供更大的接触刚度和干摩擦阻尼。

3) 阻尼套筒的轴向几何尺寸远大于阻尼环尺寸,在设计阶段更有利于对结构进行修改和优化(例如打孔,开槽等)。

在文献[6]中就已经考虑干摩擦作用的封严装置/阻尼环组合结构的非线性振动响应问题并进行了详细的理论推导.因此,在研究封严装置/阻尼套筒组合结构时,只需对文献[6]中的相关公式略加修改,增加考虑阻尼套筒轴向尺寸对振动响应的影响,就可以得到用于篦齿封严装置减振的阻尼套筒的相关理论公式.为了节省篇幅,下面仅列出与轴向尺寸变化相关的公式,公式中其它符号的定义与文献[6]中的定义一致。

设在接触范围内阻尼套筒的横截面厚度为 h ,轴向接触宽度为 L ,那么阻尼套筒横截面半厚度 C_d 以及横截面积 A_d 分别用以下两式表示

$$C_d = h/2 \tag{1}$$

$$A_d = L \times h \tag{2}$$

将上述两式分别代入文献[6]中涉及到参数 C_d 和 A_d 的有关公式后,即可得到在 $[0, T/4]$ 周期内摩擦力所作的功为

$$\Delta_w = 2N \times 2 \int_0^{T/4} \mu p s(t) dt \int_0^{2\pi N} R_f d\theta = 4 \frac{(\mu p)^2 R_d R_f^2}{N^2 E A_d} \left(\frac{1 - \sin N\theta_0}{\sin N\theta_0 \cos N\theta_0} - N\theta_0 + \frac{\pi}{2} \right) \tag{3}$$

由此得到在组合结构的一个振动周期内,摩擦力所作的功为

$$W = 4\Delta_w \tag{4}$$

由式(4),利用能量等效的方法即可得到在一个振动周期内封严装置和阻尼套筒之间干摩擦阻尼的等效粘性阻尼系数 $C_e^{[10]}$

$$C_e = \frac{W}{\pi \omega B^2} \tag{5}$$

上述公式即是考虑干摩擦作用的封严装置/阻尼套筒组合结构减振设计理论的核心.下文主要基于数值仿真结果对阻尼套筒的减振特点进行总结,并研究其结构参数对减振性能的影响。

3 单点激励作用下封严装置/阻尼套筒组合结构的动力响应

3.1 组合结构模型及固有特性分析

图 3 所示为一简化的封严装置与一个如图 2 (b)所示的阻尼套筒组成的组合结构的轴向剖面图.阻尼套筒在右端根部 15 mm 范围内与封严装置固接;在左端接触长度处沿周向均匀切成 20 个

片状,每一片沿轴向接触长度为 35 mm,沿周向接触弧长所对应的圆心角为 12° .封严装置与阻尼套筒的结构尺寸分别如图 4 和图 5 所示.图 6 为沿周向 1/20 等分的组合结构的周期对称有限元模型^[7]。

封严装置/阻尼套筒组合结构在不同安装过盈量 δ 下的单元接触刚度如表 1 所示^[7].计算中封严装置与阻尼套筒采用同种材料:密度 $\rho = 7.8 \times$

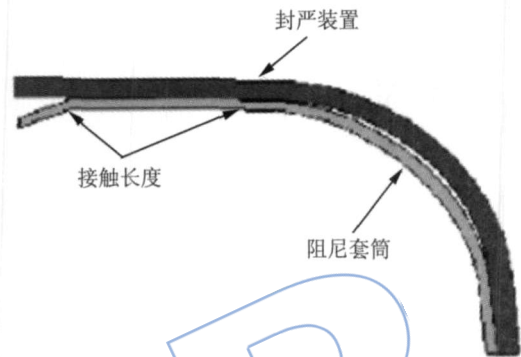


图 3 组合结构横截面

Fig. 3 Cross-section of labyrinth/ damping-sleeve

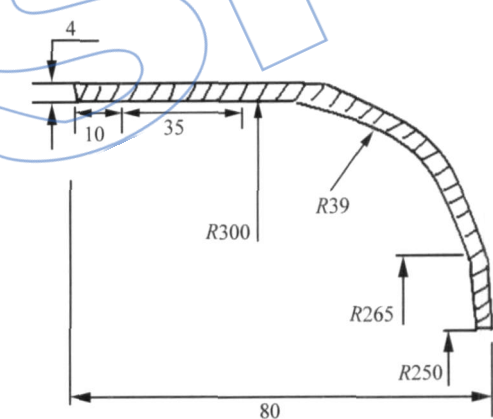


图 4 封严装置结构参数(单位:mm)

Fig. 4 Structure parameters of labyrinth (Unit: mm)

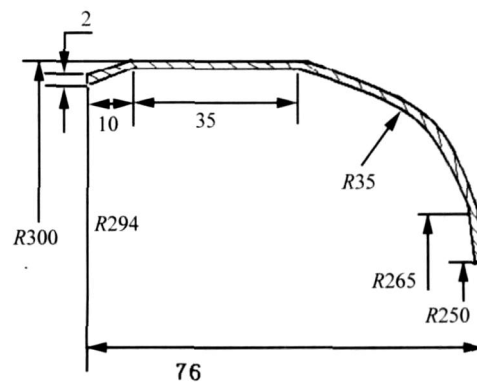


图 5 阻尼套筒结构参数(单位:mm)

Fig. 5 Structure parameters of damping-sleeve (Unit: mm)

10^3 kg/m^3 ,弹性模量 $E=210\text{ GPa}$,泊松比 $\nu=0.3$.

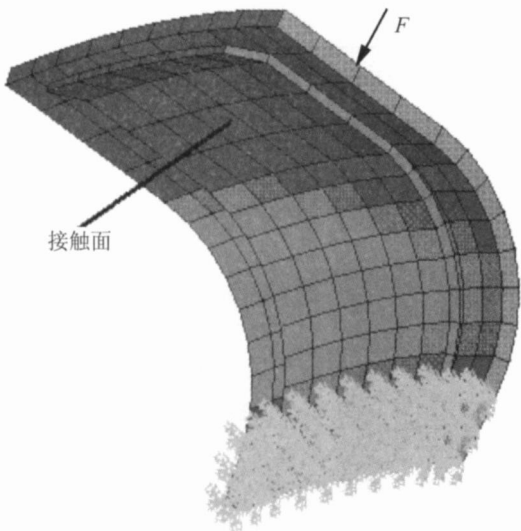


图 6 组合结构 1/20 周期对称模型

Fig. 6 1/20 periodic model of labyrinth/ damping-sleeve

表 1 单元接触参数

Table 1 Contact parameters of the interface elements

过盈量 δ/mm	装配压力 P/MPa	法向刚度/ $(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	切向刚度/ $(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$
0.02	0.0209	28 420	23 403
0.05	0.0523	38 570	31 763

表 2 给出了不同安装过盈量 δ 和周波数 N 下组合结构的固有频率,为了比较,表中同时给出了封严装置自身的固有频率.表中组合结构的固有频率与过盈量之间的关系可参考文献[7]的有关分析.

表 2 封严装置/ 阻尼套筒组合结构的固有频率

Table 2 Natural frequencies of labyrinth with damping sleeve

	$N=4$	$N=5$	$N=6$
	频率/ Hz	频率/ Hz	频率/ Hz
封严装置/ mm	672(672)	783(783)	980(980)
组合 $\delta=0.02$	566(650)	654(758)	835(932)
结构 $\delta=0.05$	572(656)	663(766)	847(943)

需要指出的是,表 2 中封严装置/ 阻尼套筒组合结构在相同周波数下的固有频率不再具有一般周期对称结构所具有的重频现象(例如, $\delta=0.02\text{ mm}$, $N=4$ 时,组合结构固有频率分别为 566 Hz

和 650 Hz ,差异明显),原因是,阻尼套筒由于局部开口以及附加刚度和附加质量的影响,改变了封严装置自身的周期对称特性,使得在同一振型下的固有频率出现了差异.

3.2 组合结构的振动响应

在讨论阻尼套筒结构参数变化对其减振性能的影响时,为便于比较,定义如下变量来表征阻尼套筒的减振效果:

降幅比 =

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

在封严装置某一节点上施加单点径向简谐激励(图 6),激励幅值为 5 N ,分析中结构粘性阻尼比假定为 0.0025 ,接触面间的摩擦系数 μ 为 0.3 (以下同).

下面以组合结构发生 5 周波型振动时激励点的径向位移幅频响应曲线(图 7(b)) 为例,对阻尼套筒的减振效果进行说明,将分析频率范围限定在组合结构的第 5 阶固有频率附近 ($638\sim700\text{ Hz}$). 当阻尼套筒厚度 h 为 1 mm ,安装过盈量 δ 分别为 0.02 mm 和 0.05 mm 时,阻尼套筒的降幅比分别为 94.4% 和 89.9% ,阻尼套筒的减振效果非常好.当阻尼套筒厚度 h 为 1 mm 和 3 mm , δ 为 0.05 mm (图 7(a) 和图 7(c)) 时,阻尼套筒的减振效果同样很好.

从图 7(b) 还可以看到,不同过盈量下激励点的幅频响应曲线发生了不同程度的偏离,原因是,在阻尼套筒参数相同的情况下,安装过盈量的变化直接影响接触压力和接触刚度.过盈量越大,接触压力和接触刚度也越大,组合结构的刚性增强,响应峰值频率的偏离也越明显.

为了比较干摩擦阻尼和粘性阻尼对组合结构振动响应的影响,表 3 给出了与图 7(a)~图 7(c) 对应的,在考虑(不考虑)干摩擦作用时,不同阻尼套筒参数下激励点的振动峰值.从表中可以看到:①在相同的过盈量 δ 下,考虑干摩擦作用时组合结构的振动峰值比不考虑干摩擦作用时降低非常明显,表明干摩擦阻尼在结构振动响应抑制方面的效果远大于粘性阻尼;②在相同的安装过盈量 ($\delta=0.02\text{ mm}$) 下,不同厚度 h (1 mm , 2 mm 和 3 mm) 的阻尼套筒的降幅比有明显差异;③由于阻尼套筒的厚度不同,导致附加质量和接触刚度也不同,组合结构的响应峰值频率发生了明显偏离.

表 3 不同阻尼套筒参数下组合结构的振动峰值
Table 3 Peak of labyrinth with damping-sleeve

参数		不计干摩擦 峰值/mm	考虑干摩擦		降幅比 (%)
h/mm	δ/mm		峰值/mm	峰值频率/Hz	
1	0.02	0.0328	0.003801	643	88.4
2	0.02	0.0276	0.001559	654	94.4
	0.05	0.0268	0.002692	663	89.9
3	0.02	0.0217	0.002107	694	90.3

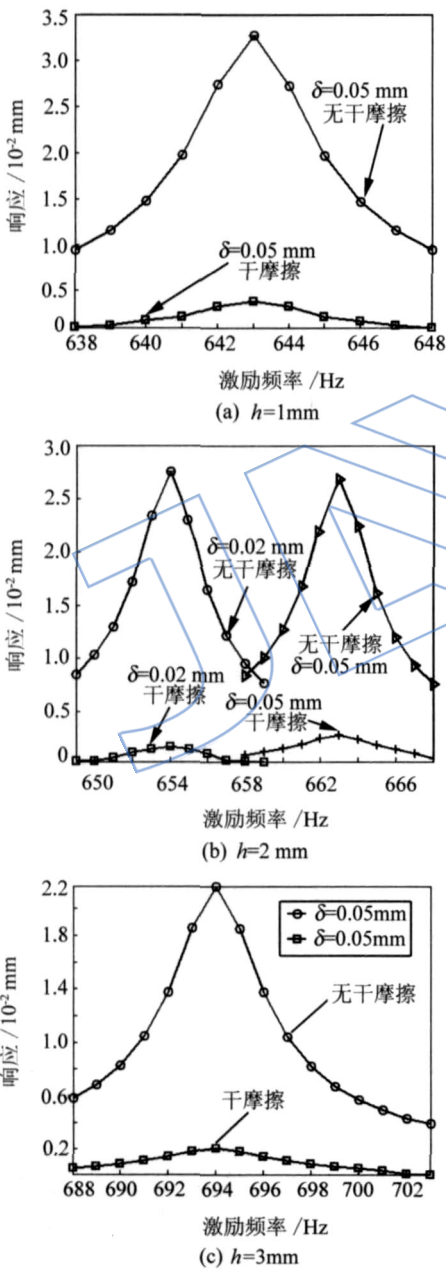


图 7 不同厚度阻尼套筒下的幅频响应曲线 ($N=5$)
Fig. 7 Dynamic response of labyrinth with damping-sleeve ($N=5$)

4 阻尼套筒结构参数对减振效果的影响

4.1 阻尼套筒厚度对组合结构振动响应的影响

阻尼套筒的厚度同时影响附加质量和接触刚度,进而影响组合结构的振动响应。图 8(2)是组合结构发生 5 周波型振动时,不同厚度阻尼套筒的减振效果曲线(对应的幅频响应曲线可参考图 7(b)),其中,图 8(2)(a)是阻尼套筒厚度 h 分别为 1 mm, 2 mm, 3 mm 时,在不同过盈量下 δ 组合结构的固有频率,图中曲线的有关规律,可参考文献[8]的有关分析。

与图 8(2) a 对应,图 8(2) b 是阻尼套筒厚度 h 分别为 1 mm, 2 mm 和 3 mm 时,在不同的安装过盈量下组合结构发生共振时的降幅比和安装过盈量 δ 的关系曲线,图中安装过盈量 δ 为零所对应的数值为封严装置结构自身(无减振装置)在相同激励下的降幅比。从图中可以看到:

- 1) 当阻尼套筒厚度 h 一定时,随着安装过盈量 δ 的增加,降幅比呈先增加后减小的趋势,存在最佳的阻尼套筒厚度 h 。
- 2) 存在最佳的安装过盈量 δ (接触正压力),此时阻尼套筒的降幅比最大。
- 3) 保持其他条件不变,最佳安装过盈量 δ 随阻尼套筒厚度 h 的不同会发生变化。例如:当阻尼套筒厚度 h 为 1 mm 时,安装最佳过盈量 δ 为 0.01 mm;当阻尼套筒厚度 h 为 3 mm 时,最佳安装过盈量 δ 为 0.02 mm。
- 4) 保持其他条件不变,在相同的安装过盈量 δ 下,不同厚度 h 的阻尼套筒的降幅比不同(表 3)。其他安装过盈量时的情况与之类似,不再赘述。

图 8(1)和图 8(3)是组合结构发生 4 周波和 6 周波振动时阻尼套筒的减振效果曲线,两图中曲线的规律与图 8(2)基本一致,可参考对图 8(2)

的有关分析.

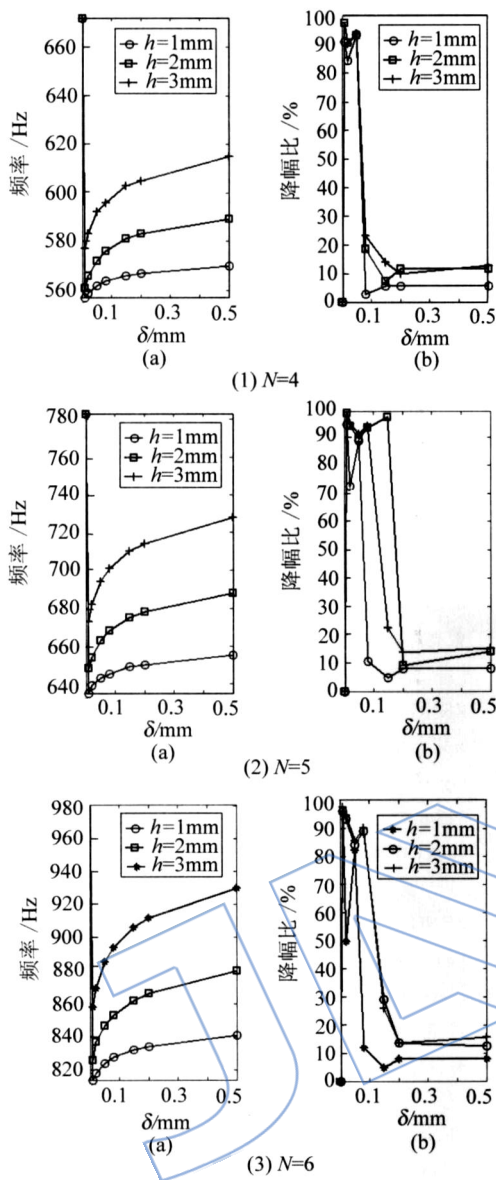


图 8 不同周波型振动时阻尼套筒的减振效果曲线

Fig. 8 Curve of labyrinth with damping-sleeve of different circumferential wave

当组合结构发生不同的周波型振动时,阻尼套筒的减振效果也是不同的.例如,保持阻尼套筒厚度 h 为 2 mm,过盈量 δ 为 0.05 mm 不变,当组合结构分别发生 4,5,6 周波型振动时,阻尼套筒的降幅比分别为 93.4 %,89.9 %和 84.1 %,阻尼套筒减振效果的差异很明显.

4.2 阻尼套筒接触面积对组合结构振动响应的影响

接触面积对封严装置/阻尼套筒组合结构的影响有两方面:①接触面积变化会同时影响附加质量和接触刚度,并进而影响组合结构的整体刚性和固有特性;②接触面积会影响摩擦力耗能,从

而影响组合结构的振动响应.

保持封严装置和阻尼套筒几何模型如图 4~图 5 所示,仅改变阻尼套筒和封严装置的轴向接触宽度 L ,从而改变接触面积.设轴向接触宽度 L 分别为 11.7 mm(接触模型 1),22.3 mm(接触模型 2),35 mm(接触模型 3).

以过盈量 δ 为 0.05 mm 为例,不同接触宽度下组合结构的固有频率与封严装置自身固有频率如表 4 所示.图 9(1)a、图 9(2)a 和图 9(3)a 是不同接触面积的组合结构分别发生 4,5,6 周波型振动时的固有频率,图中曲线的有关规律,可参考文献[7]的有关分析.

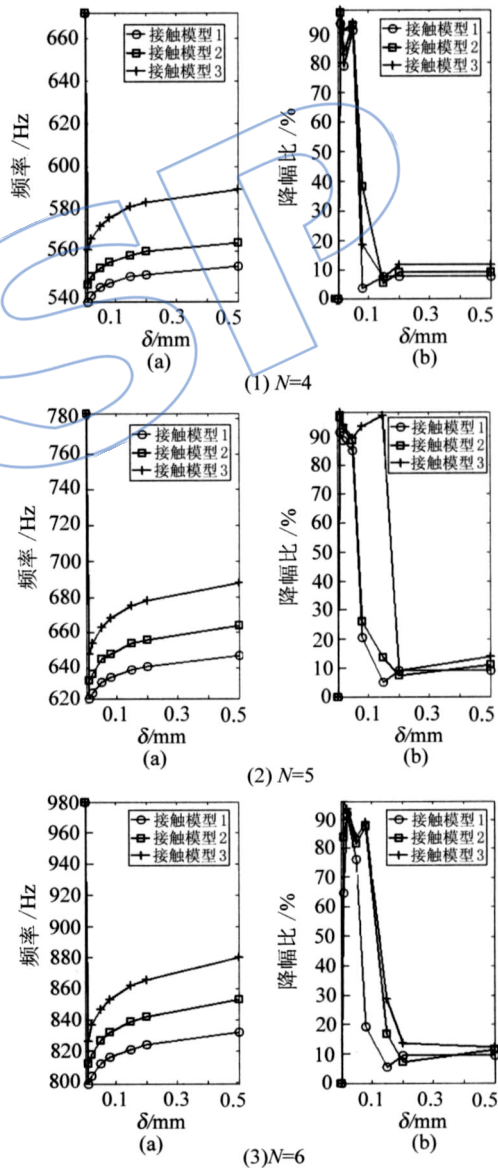


图 9 不同接触面积下阻尼套筒的减振效果曲线

Fig. 9 Curve of labyrinth with damping-sleeve of different contact area

表 4 不同接触宽度下组合结构的固有频率($\delta=0.05\text{ mm}$)
Table 4 Natural frequencies of shell with damping sleeves
of different width($\delta=0.05\text{ mm}$)

	N = 4	N = 5	N = 6
	频率/ Hz	频率/ Hz	频率/ Hz
封严装置	672 (672)	783 (783)	980 (980)
接触模型 1	543 (631)	632 (741)	812 (915)
接触模型 2	552 (639)	645 (751)	827 (928)
接触模型 3	572 (656)	663 (766)	847 (943)

图 9(1)b、图 9(2)b 和图 9(3)b 是组合结构分别发生 4,5,6 周波型振动时的降幅比和安装过盈量的关系曲线,从图中可以看到:①在同一周波型振动下,当安装过盈量一定时,不同接触宽度的阻尼套筒的降幅比随着接触面积的增加而增加,原因是,接触面积影响组合结构的整体刚性和摩擦力耗能,组合结构整体刚性和接触面积越大,阻尼套筒的减振效果越好;②在 4 周波型振动情况下,三种接触模型的降幅比相差不大,减振效果接近;在 5 周波和 6 周波型振动情况下,三种接触模型的降幅比有较大的差异,接触模型 2 和 3 的减振效果明显优于接触模型 1,这再次说明了当组合结构发生不同的周波型振动时,阻尼套筒的减振效果是不同的。

5 结 论

篴齿封严装置安装了阻尼套筒后,由于阻尼套筒的“移频”和干摩擦作用,消耗了结构的振动能量,有效的降低了振动峰值.通过对阻尼套筒减振性能的数值仿真研究得到了以下结论:

- 1) 阻尼套筒的厚度影响附加质量和接触刚度(接触正压力),从而影响组合结构的振动响应.对于组合结构不同的周波型振动,阻尼套筒的厚度有最优值,此时降幅比最大;
- 2) 阻尼套筒厚度一定时,在所研究的安装过盈量变化范围内,随着安装过盈量的增加,降幅比呈先增加后减小的趋势,存在最佳的安装过盈量;
- 3) 接触面积影响组合结构的整体刚性和摩擦力耗能.对于组合结构不同的周波型振动,接触

面积的变化对降幅比有较大的影响;
4) 当组合结构发生不同的周波型振动时,阻尼套筒的减振效果也是不同的.

参考文献:

[1] 总编委会. 航空发动机设计手册[M], 第 18 分册, 北京: 航空工业出版社, 2001.

[2] Alford J S. Protection of labyrinth seals from flexural vibration[J]. Journal of Engineering for Power, 1964: 141-148.

[3] Alford J S. Protecting turbo machinery from unstable and oscillatory Flows[J]. Journal of Engineering for Power, 1967: 513-528.

[4] Alford J S. Nature cause and prevention of labyrinth air seal failures[J]. Journal of Aircraft, 1975, 12(4): 313-318.

[5] 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.

[6] 曾亮, 李琳. 用于篴齿封严装置的减振阻尼环设计理论[J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 33(5): 518-522.
ZENG Liang, LI Lin. Design of damping-ring for vibration control in labyrinth air seals[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 33(5): 518-522. (in Chinese)

[7] 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. (in Chinese)

[8] 曾亮, 郭雪莲, 李琳. 带有阻尼环(套)的篴齿封严装置固有特性的理论及实验研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(7): 1035-1043.
ZENG Liang, GUO Xuelian, LI Lin. The theoretic and experimental modal analysis of labyrinth air seals with damping-ring/ sleeves[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(7): 1035-1043. (in Chinese)

[9] 曾亮. 旋转薄壁结构的减振装置设计理论与实验研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2007.
ZENG Liang. The design and experiment research of damping devices for vibration control in thin-walled structures[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007. (in Chinese)

[10] 倪振华. 振动力学[M], 西安: 西安交通大学出版社, 1989.