

文章编号: 1000-8055 (2009) 12-2789-07

带阻尼套筒的某型发动机低压涡轮部件的动力特性分析

曾 亮¹, 王孝利²

- (1. 中国民用航空总局 航空安全技术中心, 北京 100028;
2. 中国人民解放军 空军驻京丰地区军代表室, 北京 100074)

摘 要: 以某型发动机低压涡轮部件中带有阻尼套筒的后轴颈结构为例, 运用有关理论对其固有特性和动力响应特性进行了全面的分析. 对不同的激励形式(单点激励、旋转激励), 阻尼套筒通过“移频”和干摩擦作用, 均显示了良好的减振性能. 在后轴颈和阻尼套筒的组合结构中, 阻尼套筒的名义半径有最优值, 此时干摩擦对结构振动的衰减效果最好; 同时, 对组合结构不同节径型的周波振动, 阻尼套筒对振动的抑制效果也不同. 通过该实例, 对后轴颈的工程设计提出了合理的改进建议.

关 键 词: 干摩擦; 减振; 阻尼套筒; 低压涡轮部件

中图分类号: V214.3

文献标识码: A

Dynamic performance analysis of low pressure turbine (LPT) component with damping-sleeves

ZENG Liang¹, WANG Xiao-li²

- (1. Center of Aviation Safety Technology,
General Administration of Civil Aviation of China, Beijing 100028, China;
2. The Chinese People's Liberation Army,
Military Representative Office of Air Force in Beijing Fengtai, Beijing 100074, China)

Abstract: The natural characteristics and dynamic response of low pressure turbine (LPT) component with damping-sleeve was analyzed by elastic and contact mechanics. For different disturbing forces (single radial exciter and rotating radial exciter), the damping-sleeve has shown great effect in vibration control with the action of “frequency-transfer” and friction damping. The simulation results confirm the validity of the proposed model and method. There are best parameters of damping-sleeve, which lead to the best effect of vibration control. The vibration control of damping-sleeve differs from various modal shapes of LPT component. Some suggestions are given for the design of labyrinth air seals in vibration control according to the analysis.

Key words: dry friction; vibration control; damping-sleeve;
low pressure turbine (LPT) component

篴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. 根据我国

《航空发动机结构设计准则》的要求, 我国新一代发动机中的篴齿封严装置、空气导管以及薄壁转

收稿日期: 2008-12-09; 修订日期: 2009-03-25

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

动轴等旋转薄壁结构上普遍采用了开口式套筒、多缝指状套筒或类似封严涨圈的开口环式的减振装置(图 1)^[1]. 阻尼环结构较为简单,基本形状为一个开口圆环,类似封严涨圈;而开口型阻尼套筒的总体结构为简单筒状,为了安装方便并提高接触压力,将筒体在周向切开,一般用卡槽将其固定在主体结构(如封严组件)上(图 2).

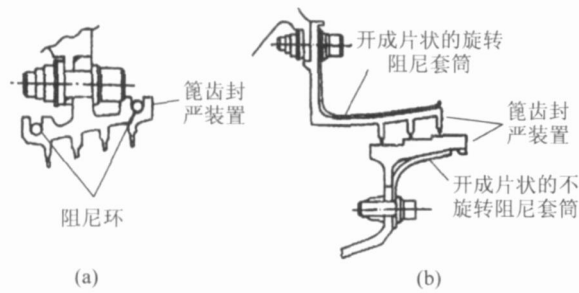


图 1 篦齿封严装置/阻尼环(阻尼套筒)组合结构
Fig. 1 Labyrinth with damping-ring/sleeve

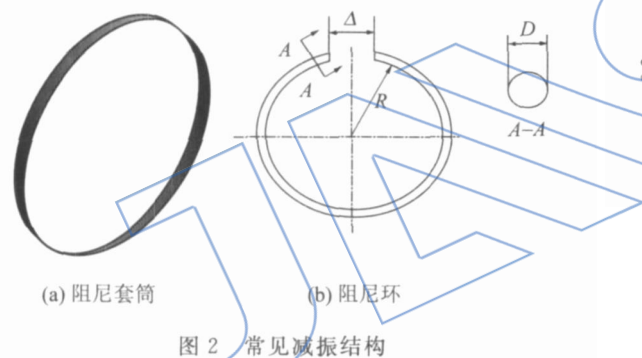


图 2 常见减振结构
Fig. 2 Structure for vibration control

这些减振装置的部分或全部配合表面通过装配压力(对非转动件)或离心力(对转动件)与旋转薄壁结构主体配合,从而形成具有接触结合面的旋转薄壁组合结构. 当该组合结构在外界激励下振动时,阻尼环或阻尼套筒与封严装置的内壁面之间就会发生微小滑移;由于相互滑移面之间存在干摩擦,结构的振动能量(振幅)会大大衰减,这样外界激励就不会在结构内部产生大的振动应力而导致部件的疲劳损坏^[1].

国外相关研究大量来自于实验研究和经验,可供参考的文献很少^[2-5]. 尽管国内已开始采用这种减振结构,但目前还仅仅停留在仿制阶段,对于其减振机理研究几乎是空白,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[6-10]通过理论分析和实验,分别研究

了用于篦齿封严装置减振的阻尼环和阻尼套筒固有特性和动力响应特性. 作为前述理论分析及实验研究的应用,本文以国内某发动机低压涡轮部件中带有阻尼套筒的后轴颈结构为例,对其动力特性进行了全面分析,并根据分析结果对其减振结构的工程设计提出了改进建议.

1 后轴颈/ 阻尼套筒组合结构模型

在该发动机的低压涡轮部件中,后轴颈/ 阻尼套筒组合结构属于转子件(设计转速 4 500 r/min). 后轴颈及阻尼套筒的几何参数如图 3 所示,其中阻尼套筒横截面厚度为 0.3 mm,开口量为 20 mm. 后轴颈和阻尼套筒所用材料为 GH4169,材料常数:密度 $\rho=8\,240\text{ kg/m}^3$,弹性模量 $E=203\text{ GPa}$,泊松比为 0.28.

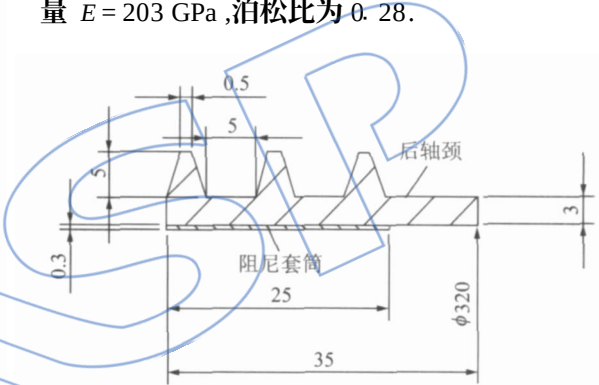


图 3 后轴颈/ 阻尼套筒组合结构几何参数
Fig. 3 Parameters of low pressure turbine(LPT) component/ damping sleeve

2 后轴颈/ 阻尼套筒组合结构的固有特性

2.1 后轴颈的固有特性分析

不考虑阻尼套筒时,利用 ANSYS 软件建立后轴颈的 1/4 周期对称有限元模型,如图 4 所示. 边界条件为后轴颈一端轴向、周向固定.

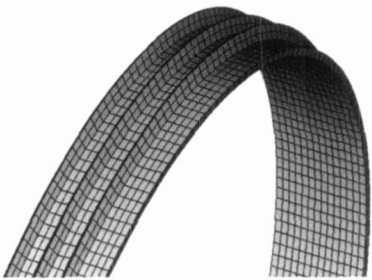


图 4 后轴颈有限元模型
Fig. 4 Finite element model (FEM) of LPT component

考虑转速影响时(4 500 r/min),后轴颈 4~8 周波对应的固有频率(动频,下同)如表 1 所示.图 5 所示为周波数 N 为 5,6,7 时后轴颈的典型振型,由图可以看到,后轴颈主要以周波型振动为主.

表 1 后轴颈固有频率(动频)
Table 1 Natural frequencies of LPT component
(dynamic frequencies)

周波数 N	4	5	6	7	8
频率/ Hz	823	1 300	1 880	2 599	3 335

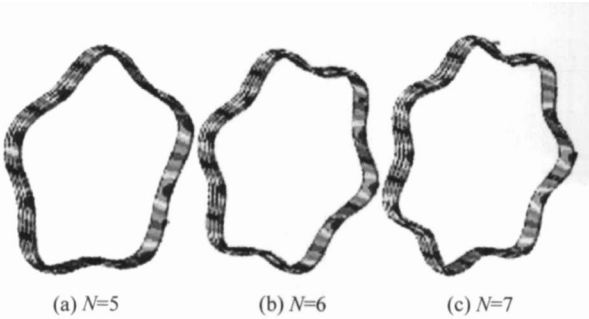


图 5 后轴颈典型的周波型振型
Fig. 5 Wave modal shape of LPT component

2.2 组合结构的固有特性分析

2.2.1 接触面等效线性模型

在对前述具有接触面的组合结构进行动态特性分析时,其接触面的特性可用接触阻尼和接触刚度来刻画.在固有特性分析中我们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的对应节点上,由这些节点参数就可以构造接触面之间的等效刚度矩阵.图 6 为两接触体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. $oxyz$ 为接触面处的局部坐标系.

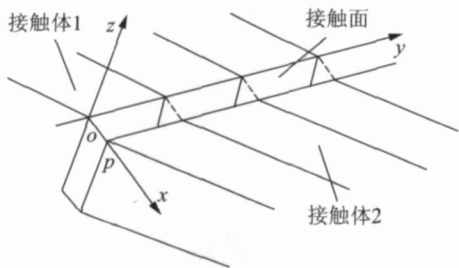


图 6 接触面等效线性模型
Fig. 6 Equivalent linear model of contact surface

有限元分析软件 ANSYS 中的向量弹簧单元(Matrix27)可以描述图 6 所示的接触面等效线性模型.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、两端点可动的弹簧.在分析组合结构的振动特性时,只需在接触结合面之间引入向量弹簧单元,同时令 3 个转动方向的刚度为零;而 3 个线位移方向的刚度则分别定义为接触面的法向刚度和切向刚度^[8].

2.2.2 组合结构的固有特性

在进行组合结构的固有特性分析时,作如下的假定:①忽略各类阻尼(黏性阻尼、结构阻尼和干摩擦阻尼等)对固有频率产生的影响,只考虑接触刚度对固有频率产生的影响;②后轴颈与阻尼套筒之间始终保持接触,不发生分离;③不计接触面间黏合力的影响.

由于阻尼套筒局部开口(图 2(a)),所以后轴颈/阻尼套筒组合结构不再具有周期对称性,只能采用整体建模的方式.接触面特性利用 Matrix27 利用单元描述,组合结构的有限元模型如图 7 所示.边界条件为后轴颈一端轴向、周向固定,阻尼套筒一端轴向固定.

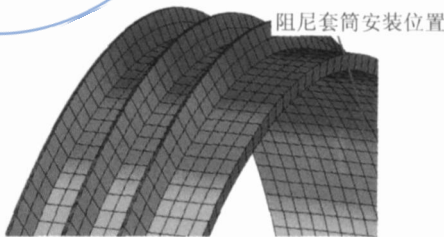


图 7 组合结构的有限元模型
Fig. 7 FEM of LPT component/ damping-sleeve

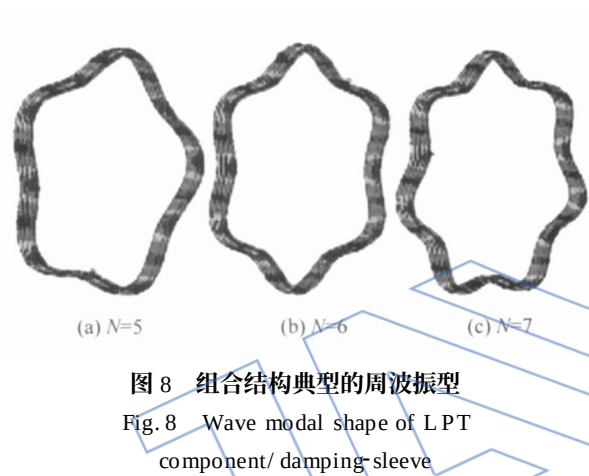
阻尼套筒对后轴颈固有特性的影响主要包括附加质量和附加刚度两方面.表 2 为 4 500 r/min 转速和不同名义半径下组合结构以及后轴颈自身的固有频率(动频).从表中可以看到:①由于阻尼套筒附加刚度对后轴颈刚性的影响始终大于其附加质量的影响,因此组合结构的各阶固有频率均高于后轴颈自身的固有频率;②组合结构的各阶固有频率随着阻尼套筒厚度的增加而增加,附加刚度的增加越明显,与后轴颈自身的固有频率差异也越大.

图 8 是组合结构周波数 N 为 5,6,7 时典型的周波振型.可以看出,后轴颈附加了阻尼套筒以后,虽然频率发生了明显的变化,但是由于阻尼套筒采用局部开口的形式,它的刚性与后轴颈自身

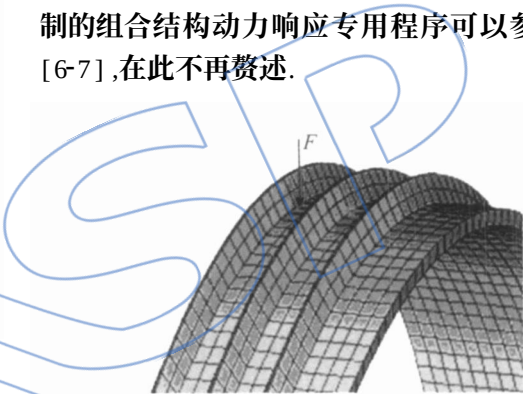
表 2 不同名义半径下组合结构的固有频率(动频,单位: Hz)

Table 2 Natural frequencies of LPT component/ damping-sleeve (dynamic frequencies, unit : Hz)

R/ mm	周波数 $N = 4$	周波数 $N = 5$	周波数 $N = 6$	周波数 $N = 7$	周波数 $N = 8$
后轴颈	823	1 300	1 880	2 559	3 335
160. 02	837	1 322	1 908	2 593	3 373
160. 05	838	1 324	1 911	2 598	3 380
160. 08	838	1 324	1 913	2 600	3 384
160. 1	838	1 325	1 913	2 601	3 385
160. 15	839	1 325	1 914	2 603	3 388
160. 2	839	1 326	1 915	2 604	3 389
160. 5	839	1 327	1 917	2 607	3 394



制的组合结构动力响应专用程序可以参考文献 [6-7],在此不再赘述.



的刚性相比很小,组合结构仍基本以周波型振动为主.

3 后轴颈/ 阻尼套筒组合结构的动力响应特性

3.1 单点激励作用下的动力响应特性

在对组合结构进行动力响应特性分析时,除了 2.2.2 节的有关假定外,尚须补充以下的假设: ①后轴颈和阻尼套筒只在弹性范围内变形; ②接触面间的摩擦系数 μ 为常数.

在后轴颈/ 阻尼套筒组合结构中位于篦齿部位的某一节点上施加单点径向简谐激励,激励幅值为 5 N(图 9),分析频率为组合结构在动坐标系下的各阶前行波频率处. 由于后轴颈和阻尼套筒均为 GH4169,参考有关金属材料的摩擦学研究理论,将结构的黏性阻尼比设定为 0.002 5,接触面之间的摩擦系数 $\mu=0.3$ (以下同). 有关阻尼套筒减振的详细理论推导及利用 MA TLAB 软件编

图 9 组合结构受单点径向激励

Fig. 9 LPT component/ damping-sleeve under single radial exciter

表 3 给出了组合结构发生 5,6,7 周波型振动时,在不同名义半径下激励点处的径向位移响应峰值和降幅比(表中同时给出了峰值频率和后轴颈自身的响应峰值),其中降幅比的定义如下(以下同):

降幅比 =

$$\left[1 - \frac{\text{某一周波型振动时组合结构的峰值}}{\text{某一周波型振动时后轴颈自身的峰值}} \right] \times 100 \%$$

从表 3 中可以看到: ①当阻尼套筒厚度一定时,在所研究的名义半径变化范围内,随着名义半径的增加,降幅比先增加后减小,阻尼套筒的名义半径有最优值,此时减振效果最好; ②在该结构中, $R=160.15\text{ mm}$ 为最佳名义半径; ③当组合结构发生不同节径型的周波振动时,阻尼套筒的减振效果差异很明显.

表 3 组合结构 5~7 周波型振动时的动力响应
Table 3 Dynamic response of LPT/ damping sleeve

R/ mm	周波数 N = 5			周波数 N = 6			周波数 N = 7		
	频率/ Hz	位移响应 峰值/ mm	降幅比/ %	频率/ Hz	位移响应 峰值/ mm	降幅比/ %	频率/ Hz	位移响应 峰值/ mm	降幅比/ %
后轴颈	1271	0.0239	0	1856	0.0112	0	2538	0.0059	0
160.02	1293	0.0199	16.8	1884	0.0097	13.4	2572	0.0053	11.4
160.05	1295	0.017	28.8	1887	0.0088	21.7	2577	0.0049	17.6
160.08	1295	0.0145	39.5	1889	0.0079	29.3	2579	0.0046	23.3
160.1	1296	0.013	47.6	1889	0.007	34.8	2580	0.0043	27.5
160.15	1296	0.0057	76.3	1889	0.0043	61.5	2582	0.0023	61.5
160.2	1297	0.012	51.2	1891	0.0062	44.4	2583	0.0035	41.4
160.5	1298	0.022	8.5	1893	0.0103	8.1	2586	0.0055	7.9

3.2 不均匀气动载荷作用下的动力响应

在后轴颈/ 阻尼套筒组合结构中位于篦齿部位的节点沿圆周施加如图 10 所示的旋转激励,用于模拟不均匀气动载荷对后轴颈的作用,激励幅值为 5 N. 分析频率为组合结构在静止坐标系下的各阶后行波频率处.

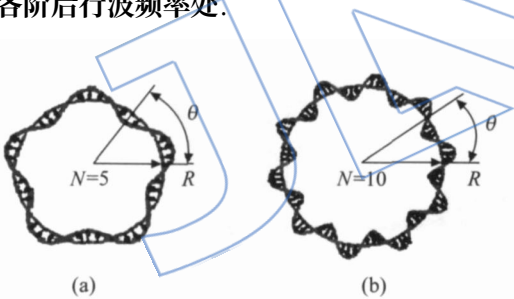


图 10 旋转激励
Fig. 10 Non-uniform rotating exciter

图 11 是组合结构在不均匀气动载荷作用下发生不同周波型振动时的减振效果曲线(限于篇幅,不再给出如表 3 所示的响应数值). 从图中可以看到: ①在所研究的名义半径变化范围内,降幅比随名义半径的增加而增加,尚未达到最佳的名义半径; ②与单点激励类似,当组合结构在旋转激励下发生不同节径型的周波振动时,阻尼套筒的减振效果差异很明显.

3.3 进一步增大减振效果的措施

下面保持后轴颈结构尺寸不变,将阻尼套筒的厚度变为 0.5 mm,比较不同厚度下阻尼套筒的减振效果.

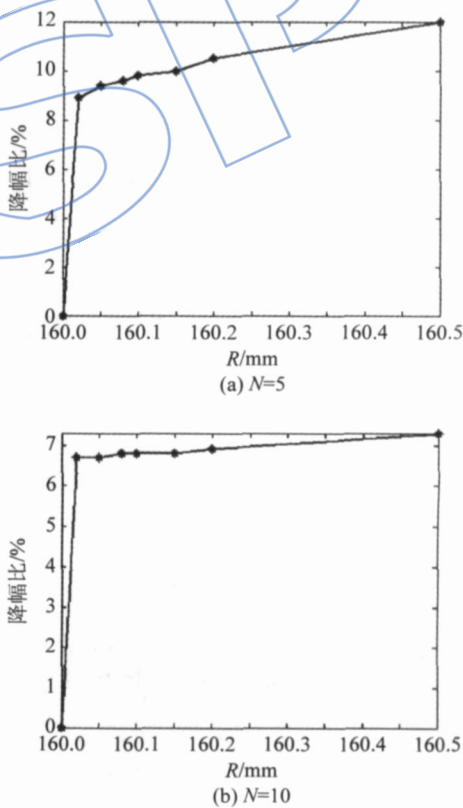


图 11 阻尼套筒减振效果曲线(旋转激励)
Fig. 11 Dynamic response of LPT/ damping sleeve (non-uniform rotating exciter)

图 12 和图 13 分别是阻尼套筒厚度为 0.5 mm和 0.3 mm,组合结构在单点激励下发生 5,6,7 周波型振动以及在不均匀气动载荷作用下发生 5,10 周波型振动时的减振效果对比,从图中可以看到,无论是在单点激励作用下还是在不均

匀气动载荷作用下,对于组合结构不同的周波型振动情况,0.5 mm 厚度的阻尼套筒的减振效果均优于 0.3 mm 的阻尼套筒.原因是,适当增加阻尼套筒的厚度,可以增加主体结构和阻尼套筒之间的接触刚度,从而提高了阻尼套筒的减振效果.

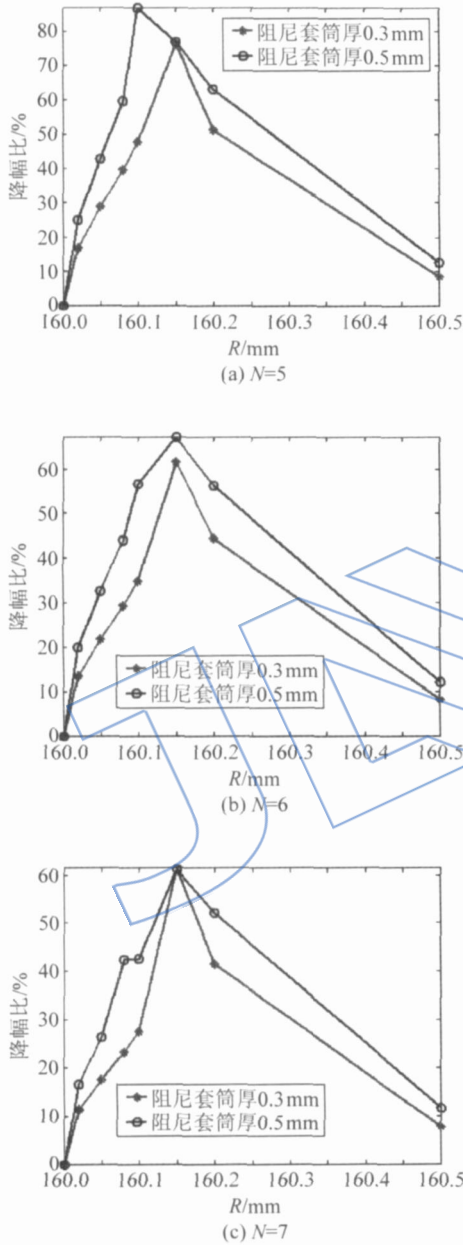


图 12 阻尼套筒减振效果曲线(单点激励)

Fig. 12 Dynamic response of LPT/ damping-sleeve (single exciter)

该型发动机后轴颈减振装置的初始设计厚度为 0.3 mm,根据上述分析结果,建议在后续有关后轴颈结构减振装置的设计中,应适当增加阻尼套筒的厚度,以增大其减振效果.

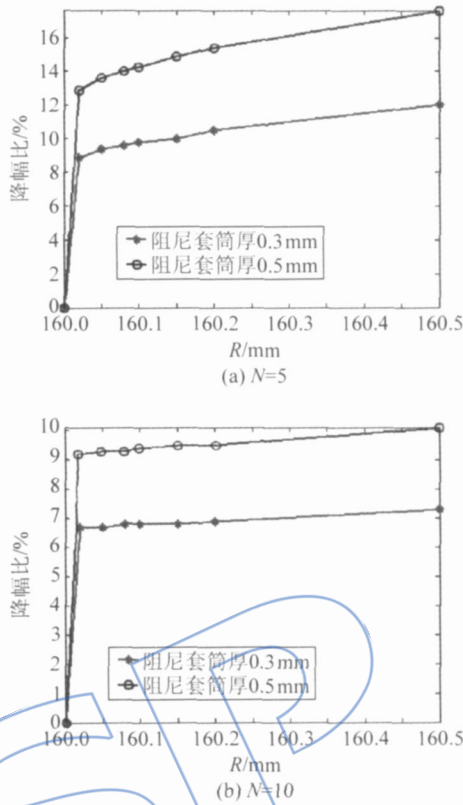


图 13 阻尼套筒减振效果曲线(旋转激励)

Fig. 13 Dynamic response of LPT/ damping-sleeve (non-uniform rotating exciter)

4 总 结

以国内的某型号发动机低压涡轮部件中带有阻尼套筒的后轴颈结构为例,运用有关理论对其固有特性和动力响应特性进行了全面的分析.在分析中得到了以下结论:

- 1) 后轴颈结构安装了阻尼套筒以后,阻尼套筒对后轴颈结构固有特性的影响包括附加质量和附加刚度的影响两方面;
- 2) 阻尼套筒厚度一定时,在所研究的名义半径变化范围内,随着名义半径的增加,降幅比先增加后减小,阻尼套筒的名义半径有最优值,此时减振效果最好;
- 3) 在单点或旋转激励条件下,当组合结构发生不同节径型的周波振动时,阻尼套筒的减振效果差异很明显;
- 4) 通过本文的分析,建议在后续有关后轴颈结构减振装置的工程设计中,应适当增加阻尼套筒的厚度,以增大其减振效果.

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 分册. 北京: 航空工业出版社, 2001.
Chief Compilation Committee of Design of Turbo Engine. Manual for design of turbo engine[M]. Fascicule 18. Beijing: Aviation Industry Press, 2001. (in Chinese)
- [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. 用于篦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. 用于篦齿封严装置的阻尼套筒减振性能研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(3): 670-676.
ZENG Liang, LI Lin. Performance of damping-sleeve for vibration control in labyrinth air seals[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(3): 670-676. (in Chinese)
- [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. (in Chinese)
- [9] 曾亮, 郭雪莲, 李琳. 带有阻尼环(套)的篦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)
- [10] 曾亮, 李琳. 带有阻尼环(套筒)的篦齿封严装置动力响应特性实验研究, 航空动力学报, 2008, 23(10): 1813-1820.
ZENG Liang, LI Lin. The experimental research of dynamic response of labyrinth air seals with damping-ring/ sleeves[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(10): 1813-1820. (in Chinese)