

硬涂层阻尼结构的随机振动疲劳寿命分析*

陈 辉^{1,2}, 翟敬宇^{1,2}, 徐安杨^{1,2}, 韩清凯^{1,2}

(1. 大连理工大学机械工程学院 大连, 116024) (2. 辽宁重大装备制造协同创新中心 大连, 116024)

摘要 为了研究硬涂层阻尼结构的疲劳寿命合理的分析方法和对结构寿命影响的基本规律,利用有限元模拟技术进行带硬涂层阻尼的悬臂薄壁梁结构的随机振动疲劳寿命计算。以一个悬臂薄壁梁为对象,首先,对该结构涂敷硬涂层前后的模态和谐响应进行计算,获得模态频率和危险部位应力响应函数;其次,采用随机振动疲劳寿命频域分析法对涂层前后悬臂梁进行有限元仿真计算,获得相应的寿命和损伤云图;最后,在电磁振动台上进行随机振动基础激励的编谱加载,获得涂层前后悬臂梁的振动疲劳寿命和损伤行为。结果表明,硬涂层能够延长悬臂梁振动疲劳寿命,可以减缓疲劳裂纹扩展速率。通过对比模拟和试验结果的误差分析,证明振动疲劳寿命模拟方法的合理性。

关键词 硬涂层阻尼; 悬臂薄壁梁; 随机振动; 疲劳寿命分析; 频域响应法

中图分类号 TH113.1; TB534⁺.3

引 言

叶片是航空发动机重要零部件之一,根据国内外发动机叶片的故障类型统计数据发现,叶片常因振动疲劳破坏导致寿命不足。因此,为了保证发动机安全稳定的工作,急需一种方法来提高叶片的疲劳寿命。近年来研究发现,硬涂层能够降低结构尤其是薄壁结构的振动幅值和共振应力,表现出优异的阻尼减振性能,为提高结构振动疲劳寿命提供了新途径。结构随机振动疲劳寿命计算方法主要有基于雨流计数的时域法和基于功率谱密度的频域法。时域法虽然具有计算准确的优势^[1-3],但其需要循环计数,计算量较大,导致其在工程实践中的应用受到很大限制。频域法利用应力功率谱密度(power spectral density,简称 PSD)和应力分布密度函数近似估计应力循环次数,从而得到疲劳寿命^[4-5]。频域法计算简单,不需要循环计数,在工程中得到广泛的应用。

近年来,人们发明了具有高阻尼特性的硬涂层并利用大气等离子喷涂或物理气相沉积工艺制备在薄壁结构上进行减振^[6-7]。Blackwe 等^[8]对悬臂钛板涂敷 MgO+Al₂O₃ 硬涂层前后性能进行了测试,

涂敷硬涂层后的复合钛板出现固有频率错频现象,并且表现出共振峰值减小及振动应力降低,表明硬涂层具有良好的减振性能。Chen 等^[9]对 NiCrAlY 硬涂层整体叶盘试验件进行试验研究,发现硬涂层具有优异的阻尼减振效果。Sun 等^[10]研究了硬涂层参数对阻尼性能的影响规律,对硬涂层阻尼主动设计提供了研究基础。文献^[11-12]的研究表明了硬涂层具有阻尼减振的特性。

笔者利用有限元模拟技术进行带硬涂层阻尼的悬臂薄壁梁结构的随机振动疲劳寿命计算。以一个悬臂薄壁梁为对象,采用随机振动疲劳寿命频域分析法对结构涂层前后进行有限元仿真计算,获得相应的随机振动疲劳寿命和损伤云图。通过在电磁振动台上进行随机振动基础激励的编谱加载,获得该结构涂层前后的疲劳寿命和损伤行为。结果表明,硬涂层能够延长悬臂梁振动疲劳寿命,减缓振动疲劳裂纹扩展速率。通过对比模拟和试验结果的误差分析,证明了振动疲劳寿命模拟方法的合理性。

1 硬涂层阻尼悬臂梁的随机振动疲劳寿命分析方法

随机振动疲劳寿命频域分析方法的关键技术在

* 国家自然科学基金资助项目(11472068,51505060)
收稿日期:2018-11-30;修回日期:2019-04-10

于求解出结构在随机振动环境中危险部位的应力响应功率谱密度函数和应力分布密度函数,其中要获得应力响应密度函数,必须对结构进行动力学分析,从而计算出应力响应。

1.1 硬涂层复合梁等效参数求解

硬涂层梁是采用大气等离子喷涂或物理气相沉积在金属基底梁的表面制备一层 NiCrAlY 硬涂层材料得到的,涂层与基底材料界面结合性很好。硬涂层悬臂梁复合结构示意图如图 1 所示,其中: h_s 和 h_c 分别为基底和硬涂层厚度; δ 为结合面到中性轴的距离。

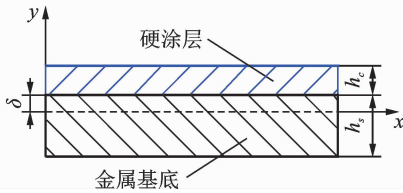


图 1 硬涂层复合梁示意图

Fig. 1 Schematic diagram of hard coated composite beams

金属基梁、硬涂层阻尼材料以及整个硬涂层梁复合结构的弹性模量分别用复模量表示为

$$\begin{cases} \bar{E}_s = E_s(1 + i\eta_s) \\ \bar{E}_c = E_c(1 + i\eta_c) \\ \bar{E} = E(1 + i\eta) \end{cases} \quad (1)$$

其中: $\bar{E}_s$, $\bar{E}_c$ 和 $\bar{E}$ 分别为金属基梁、硬涂层阻尼及整个复合结构的复模量; E_s , E_c , E 和 η_s , η_c , η 分别为对应的弹性模量和损耗因子。

在稳定的纯弯曲振动状态下,复合梁的平衡方程可以表示为

$$\int_{-(h_s-\delta)}^{\delta} E_s y dy + \int_{\delta}^{h_c+\delta} E_c y dy = 0 \quad (2)$$

可以求得涂层基底界面与坐标轴 x 之间的距离 δ 为

$$\delta = \frac{E_s h_s^2 - E_c h_c^2}{2(E_s h_s + E_c h_c)} \quad (3)$$

复合梁的弯曲力矩 M 可以表示为

$$M = \frac{b}{i\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x} \left(\int_{-(h_s-\delta)}^{\delta} E_s y^2 dy + \int_{\delta}^{h_c+\delta} E_c y^2 dy \right) \quad (4)$$

其中: b 为梁的宽度; ω 为横向角速度; $\frac{1}{i\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x}$ 为曲率且为常数。

结合式(5)

$$M = \frac{EI}{i\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x} \quad (5)$$

并定义 $\bar{e} = \bar{E}_c / \bar{E}_s$, $e = E_c / E_s$ 和 $h = h_c / h_s$, 可以求解出复合梁的复弯刚度 B 为

$$\bar{B} = \bar{E}I = \frac{\bar{E}_s b h_s^3}{12} \left[\frac{1 + 2\bar{e}(2h + 3h^2 + 2h^3) + \bar{e}^2 h^4}{1 + eh} \right] \quad (6)$$

η_s 和 η_c 的二次项常因 η_s 和 η_c 的数值很小而忽略,可以得到复合梁的弹性模量和损耗因子分别为

$$E = \frac{1 + 2e(2h + 3h^2 + 2h^3) + e^2 h^4}{(1 + eh)(1 + h)^3} E_s \quad (7)$$

$$\eta = \frac{eh}{(1 + eh)} \frac{(3 + 6h + 4h^2 + 2eh^3 + e^2 h^4)}{(1 + 4eh + 6eh^2 + 4eh^3 + e^2 h^4)} \cdot (\eta_c - \eta_s) + \eta_s \quad (8)$$

1.2 硬涂层悬臂梁动力学分析

如图 2 所示,基础激励作用下,硬涂层悬臂梁的稳态响应可以表示为

$$\lambda(x, t) = u(t) + v(x, t) \quad (9)$$

其中: $u(t) = U \exp(i\omega t)$ 为基础激励; $v(x, t)$ 为横向位移变量。

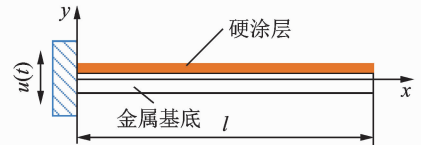


图 2 基础激励下的涂层梁

Fig. 2 Coated beam under foundation excitation

根据 Euler-Bernoulli 梁理论,基础激励作用下硬涂层梁的运动微分方程为

$$EI(1 + i\eta) \frac{\partial^4 v(x, t)}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial t^2} = -m \frac{\partial^2 y(t)}{\partial t^2} \quad (10)$$

其中: m 为硬涂层梁单位长度的质量。

设复合梁的第 j 阶固有频率为 ω_j , 相应的正则振型函数为 φ_j , 并引入正则坐标 $q_j(t)$, 根据振型叠加法,则横向位移变量为

$$v(x, t) = \sum_{j=1}^n \varphi_j(x) q_j(t) \quad (11)$$

硬涂层梁的振型函数 $\varphi_j(x)$ 为

$$\varphi_j(x) = D_j \left[\cosh k_j x - \cos k_j x - \frac{\sinh k_j l - \sin k_j l}{\cosh k_j l + \cos k_j l} (\sinh k_j x - \sin k_j x) \right] \quad (12)$$

其中: D_j 为与激励幅值有关的参数; k_j 为与固有频率有关的参数。

在正则坐标下,各阶振型均满足

$$\int_0^l mY_j^2(x)dx=1 \tag{13}$$

可以求解出硬涂层悬臂梁的固有频率为

$$\omega_j=k_j^2\sqrt{\frac{EI}{m}} \tag{14}$$

根据正则坐标向下主振型的正交条件可得

$$\ddot{q}_j(t)+\omega_j^2(1+i\eta)q_j(t)=F_j(t) \tag{15}$$

$$F_j(t)=\int_0^l -m\frac{\partial^2 u(t)}{\partial t^2}\varphi_j(x)dx= \int_0^l Um\omega^2\exp(i\omega t)\varphi_j(x)dx=F_{j0}\exp(i\omega t) \tag{16}$$

其中： F_{j0} 为第 j 阶正则坐标的激励幅值。

假设式(15)的解为

$$q_j(t)=A_j\exp[i(\omega t-\beta_j)] \tag{17}$$

其中： A_j 为第 j 阶正则坐标的响应幅值； β_j 为第 j 阶正则坐标的相位差角。

将式(17)带入式(13)可以得到

$$A_j=\frac{F_{j0}}{\sqrt{(\omega_j^2-\omega^2)^2+(\omega_j^2\eta)^2}} \tag{18}$$

$$\beta_j=\arctan\frac{\omega_j^2\eta}{\omega_j^2-\omega^2} \tag{19}$$

可以求解出硬涂层悬臂梁上任一位置的横向位移响应为

$$v(x,t)=\sum_{j=1}^n\varphi_j(x)A_j\exp[i(\omega t-\beta_j)]= H(\omega)\exp[i(\omega t-\beta)] \tag{20}$$

其中： $H(\omega)$ 为硬涂层复合梁真实坐标下的横位移； β 为硬涂层复合梁真实坐标下的相位差角。

根据材料力学知识可以得出硬涂层梁上任一点的应变 $\epsilon(x,t)$ 和横向位移 $v(x,t)$ 之间的关系

$$\epsilon(x,t)=-z\frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} \tag{21}$$

其中： z 为硬涂层梁截面上任一点到中性轴的距离。

由胡克定律可得硬涂层梁上任一点的应力响应为

$$H_\sigma(x,t)=E\epsilon(x,t)=-Ez\frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} \tag{22}$$

1.3 硬涂层悬臂梁随机振动疲劳寿命分析

在随机振动疲劳频域分析方法中,随机应力响应功率谱密度^[13]为

$$G(f)=G_k(f)H_\sigma^2 \tag{23}$$

其中： f 为硬涂层梁承受载荷的振动频率； $G_k(f)$ 为载荷的功率谱密度。

随机过程的第 i 阶谱矩可以表示为

$$m_i=\int_0^{+\infty} f^iG(f)df \tag{24}$$

根据线性损伤累积理论,硬涂层梁的疲劳损伤为

$$D=\sum D_i=\sum \frac{n_i(S)}{N_i(S)} \tag{25}$$

其中： n_i 为应力水平 S_i 的循环次数； N_i 为结构在应力水平 S_i 下的疲劳寿命。

对于连续状态,时间 T 内在应力范围 $(S_i,S_i+\Delta S_i)$ 下的应力循环为

$$n_i=E(P)TP(S)\Delta S_i \tag{26}$$

其中： $E(P)$ 为随机响应峰值概率的期望， $E(P)=\sqrt{m_4/m_2}$ ； T 为随机响应的作用时间； $P(S)$ 为应力幅值的概率密度函数。

结合材料的应力-寿命关系 $S-N$ 曲线

$$N(S_i)=CS_i^{-b} \tag{27}$$

其中： C 和 b 为与硬涂层梁材料有关的常数。

可以得到硬涂层梁的结构损伤为

$$D=\sum \frac{n_i(S)}{N_i(S)}=\frac{E(P)T}{C}\int_0^{+\infty} P(S)S^b dS \tag{28}$$

其中： $P(S)$ 为应力幅值概率密度函数。

获取 $P(S)$ 是关键技术。针对窄带随机过程，Bendat 等^[14]假设应力幅值服从 Rayleigh 分布,将应力幅值概率密度函数表示为

$$P(S)=\frac{S}{4m_0}\exp(-\frac{S^2}{8m_0}) \tag{29}$$

针对宽带随机过程,Yusuf 等^[15]采用一个指数分布和两个 Rayleigh 分布的叠加模型将应力幅值概率密度函数表示为

$$P(S)=\frac{D_1\exp(-\frac{Z}{Q})+\frac{D_2Z}{R^2}\exp(-\frac{Z^2}{2R^2})+D_3Ze^{-\frac{Z^2}{2}}}{2\sqrt{m_0}} \tag{30}$$

其中： $D_1=\frac{2(x_m-\gamma^2)}{1+\gamma^2}$ ； $D_2=\frac{1-\gamma-D_1+D_1^2}{1-R}$ ； $D_3=\frac{1-D_1+D_2}{1-R}$ ； $Z=\frac{S}{2\sqrt{m_0}}$ ； $Q=1.25D_1$ ； $R=\frac{\gamma-x_m-D_1^2}{1-\gamma-D_1+D_1^2}$ ； $x_m=\frac{m_1}{m_0}\sqrt{\frac{m_2}{m_4}}$ ； γ 为谱形不规则因子， $\gamma=\frac{m_2}{m_0m_4}$ 。

谱宽系数 χ 可以表示为

$$\chi=\sqrt{1-\gamma^2}\in(0,1) \tag{31}$$

一般认为,当谱宽系数 $\chi<0.3$ 时,随机过程视为窄带随机过程;当 $\chi>0.3$ 时,视为宽带随机过程。

2 基于有限元法的硬涂层梁随机振动疲劳寿命分析

硬涂层悬臂梁随机振动疲劳寿命有限元分析的基本流程如图 3 所示。首先建立有效的硬涂层梁复合结构有限元模型,划分合理的有限元网格并进行模态分析,获得模态频率及确定应力危险点位置,进行频率响应分析获得危险点的频率响应函数(frequency response function, 简称 FRF),定义随机激励载荷的功率谱密度(PSD 激励),结合涂层梁的 S-N 曲线,采用疲劳寿命频域分析法即可计算涂层梁的随机振动疲劳寿命。

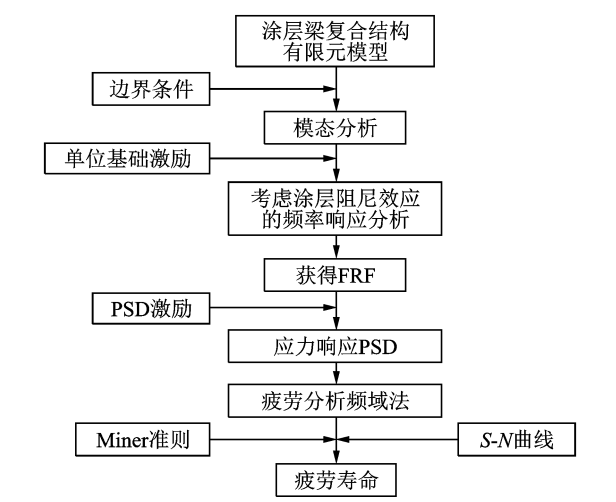


图 3 涂层梁随机振动疲劳寿命有限元分析流程
Fig. 3 Finite element analysis flow of random vibration fatigue life of coated beam

2.1 悬臂梁有限元建模

用于随机振动疲劳有限元分析的悬臂梁模型遵循航空工业部《发动机叶片及材料振动疲劳试验方法》^[16]的设计准则,模型的结构及尺寸如图 4 所示。

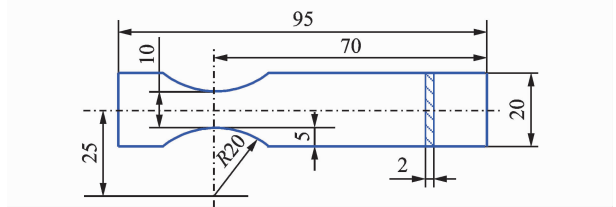


图 4 悬臂梁结构及尺寸(单位:mm)
Fig. 4 Cantilever beam structure and dimensions (unit:mm)

在悬臂梁单侧表面涂敷 NiCrAlY 硬涂层,涂层厚度为 100 μm ,模型基底材料采用普通 Q235 钢。

Q235 和 NiCrAlY 硬涂层材料参数如表 1 所示,其中,NiCrAlY 强度极限来源于文献[17]。

表 1 Q235 和 NiCrAlY 材料参数				
Tab. 1 Material parameters Q235 and NiCrAlY				
材料	弹性模量/ GPa	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	泊松比	强度极限/ MPa
Q235	200.0	7 850.0	0.3	440.0
NiCrAlY	56.9	2 840.7	0.3	43.5

涂层梁基底和硬涂层均采用 20 节点 Solid186 六面实体单元,无涂层梁和硬涂层梁网格数量分别为 3 920 和 5 880,对硬涂层和基底结合面上的节点完全耦合,约束悬臂梁一个端面的所有自由度,网格划分结果和边界条件如图 5 所示。

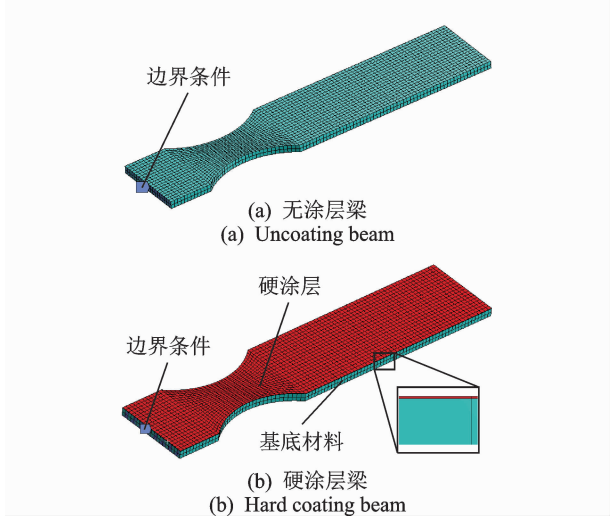


图 5 悬臂梁网格划分和边界条件
Fig. 5 Mesh generation and boundary conditions of cantilever beam

2.2 模态分析

采用分块 Lanczos 法进行模态分析,得到无涂层和硬涂层梁的一阶固有频率分别为 158.08 和 160.39 Hz,提取无涂层和硬涂层梁的一阶模态振型,如图 6 所示,从一阶弯曲振型图可得,应力最大点在缺口边缘处,节点编号分别为 5 598 和 20 278。

2.3 频率响应分析

涂敷硬涂层材料后,悬臂梁阻尼比发生变化,进而导致硬涂层的响应发生变化,通过模态试验并采用半功率带宽法^[18]求解出无涂层梁和硬涂层梁的一阶模态阻尼比分别为 0.002 3 和 0.003 5,求出的阻尼比作为频率响应分析的阻尼输入。施加加速度为 1g 的正弦基础激励,采用模态叠加法对无涂层梁和硬涂层梁进行频率响应分析,并分别提取最大

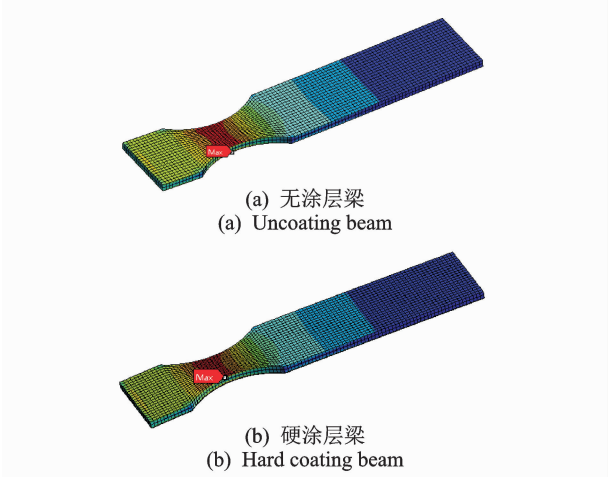


图 6 悬臂梁一阶模态振型
Fig. 6 First order modal shape of cantilever beam

应力点 5 598 和 20 278 的应力响应曲线,如图 7 所示。可以看出,涂敷硬涂层后,由于硬涂层的阻尼减振效应,悬臂梁应力最大点位置处应力明显减小。

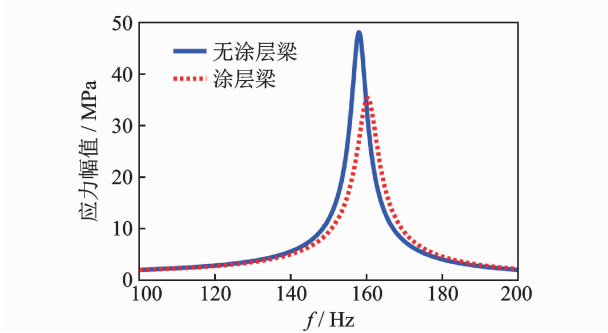


图 7 无涂层梁和涂层梁应力响应曲线
Fig. 7 Stress response curves of uncoating beam and coating beam

2.4 随机振动疲劳寿命分析结果

定义随机振动激励载荷谱为平直谱,以未涂层悬臂梁一阶固有频率为中心频率,采用 1/3 倍频程法^[19]确定频率范围,如图 8 所示,均方根值 $G_{rms} = 4.58g$ 。涂层梁的随机振动疲劳寿命分析也采用此载荷谱。

采用文献[20]所述的方法定义硬涂层悬臂梁基底材料 Q235 和硬涂层 NiCrAlY 的 S-N 曲线,如图 9所示,其中:横坐标为寿命,用循环数 $\log N$ 表示;纵坐标为幅值,用 $\log S$ 表示。

采用频域分析方法对悬臂梁涂敷硬涂层前后进行随机振动疲劳寿命分析,得到无涂层梁和硬涂层梁的随机振动疲劳寿命云图,如图 10 所示。

由疲劳寿命云图可以看出,无涂层悬臂梁随机振动疲劳寿命为 8.963×10^3 s,硬涂层悬臂梁随机

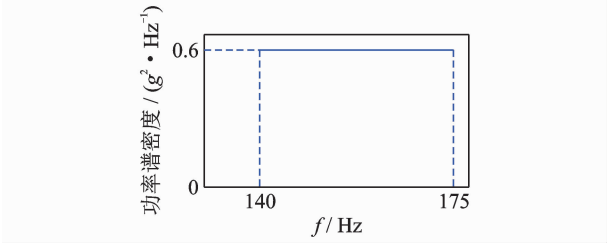


图 8 随机激励载荷谱
Fig. 8 Random excitation load spectrum

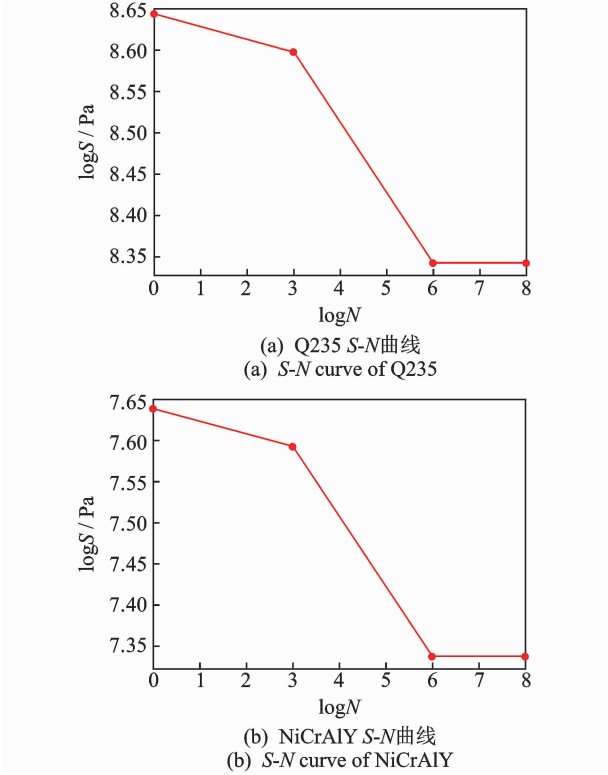


图 9 Q235 和 NiCrAlY S-N 曲线
Fig. 9 S-N curve of Q235 and NiCrAlY

振动疲劳寿命为 1.796×10^4 s,即涂敷硬涂层后,悬臂梁随机振动疲劳寿命大约延长 2 倍。

对比图 11 所示的硬涂层悬臂梁无涂层面和涂层面的疲劳损伤云图可以发现,涂层面的损伤小于未涂层面的损伤,即硬涂层减小了悬臂梁的疲劳损伤。

3 随机振动疲劳试验

3.1 样件制备

为了便于样件夹持,在图 4 样件结构的基础上,设计长度为 25 mm 的夹持区域。采用线切割的加工方式制备悬臂梁样件,由于裂纹的萌生对样件表

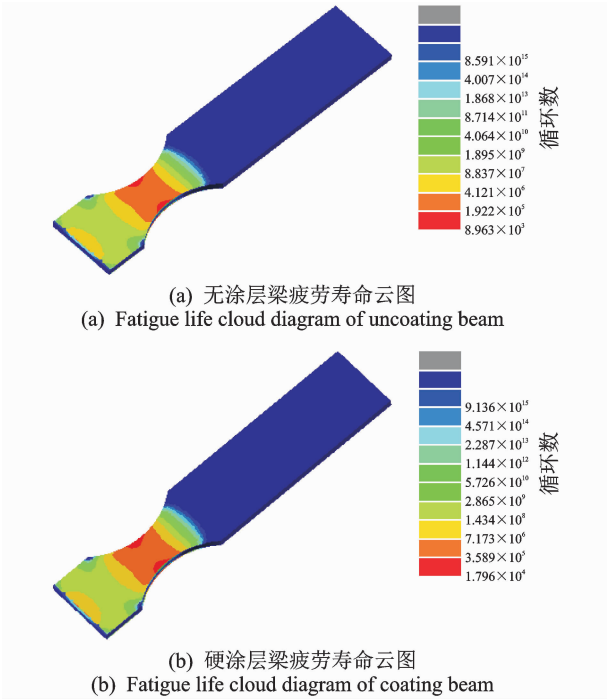


图 10 悬臂梁疲劳寿命云图
Fig. 10 Fatigue life cloud diagram of cantilever beam

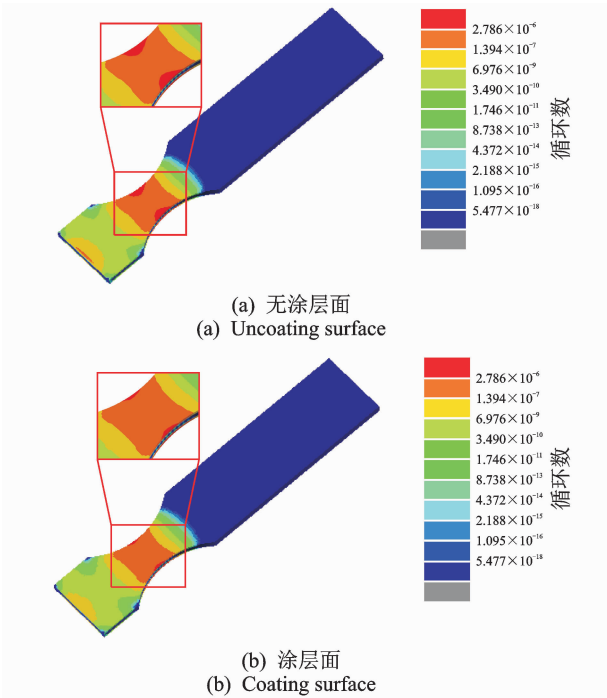


图 11 悬臂梁无涂层面和涂层面损伤云图
Fig. 11 Damage nephogram of uncoating surface and coating surface of cantilever beam

面缺陷极其敏感,因此要求样件表面无划痕,尽可能地保持表面的完整性。采用大气等离子喷涂技术在样件单侧表面喷涂厚度为 100 μm 的 NiCrAlY 硬涂层,无涂层梁和硬涂层梁样件如图 12 所示。

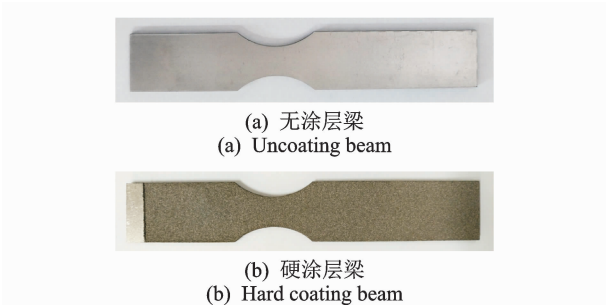


图 12 无涂层和硬涂层悬臂梁样件
Fig. 12 Uncoating and hard coating cantilever beam specimen

3.2 样件夹持方式及传感器布置

根据试验需求及样件特点设计并制备夹具,夹具是采用有限元软件优化设计得到的,保证在样件振动频率范围内夹具不会发生共振。通过螺栓连接的方式将样件固定在夹具上形成悬臂结构形式。为了试验中获取样件的固有频率,在其根部布置加速度传感器监测振动信号,在样件危险部位布置应变片监测随机振动应力。样件夹持方式及传感器布置方式如图 13 所示。

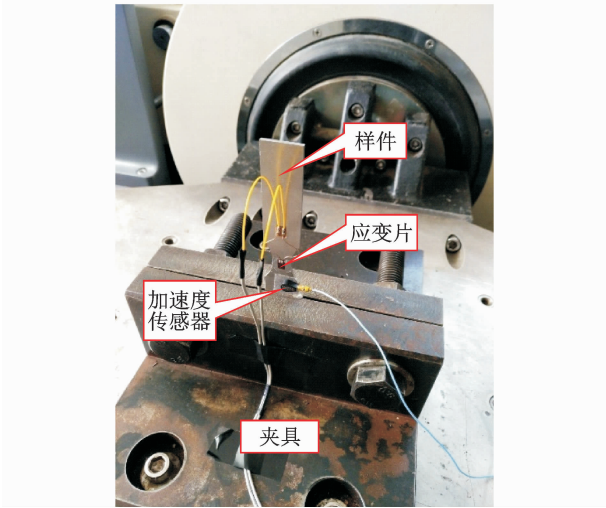


图 13 样件夹持方式及传感器布置方式
Fig. 13 Specimen clamping mode and sensor arrangement mode

3.3 随机振动疲劳试验过程

搭建随机振动疲劳试验系统,主要仪器及设备包括电磁振动台、功率放大器、控制器、LMS 数据采集前端及高性能笔记本。控制器控制功率放大器驱动电磁振动台对悬臂梁施加随机基础激励,使其在设定的频率范围内发生弯曲振动。

首先通过锤击法粗略估计样件的固有频率,然后在 145~165 Hz 频率范围内采用振动台扫频的方

式获取样件扫频时域信号,每隔 0.2s 对时域响应信号进行一次自功率谱计算,获得扫频三维瀑布图。图 14 所示为扫频瀑布图的局部视图,瀑布图峰值对应的频率点即为样件的固有频率。

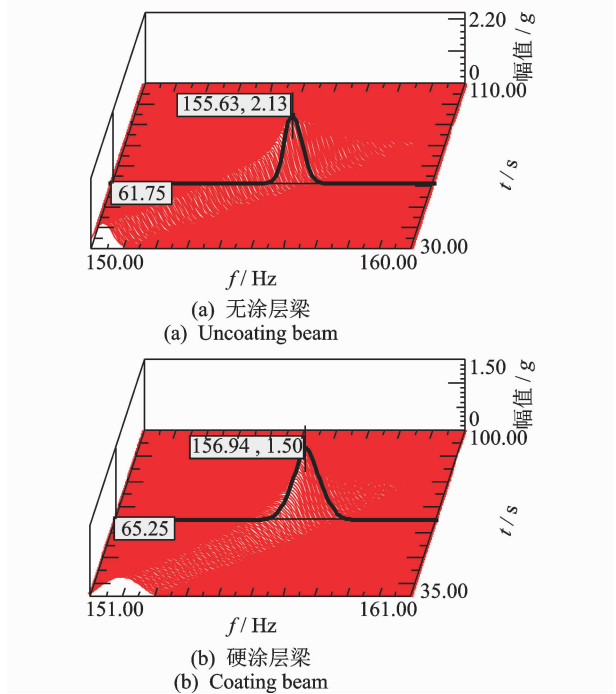


图 14 悬臂梁扫频瀑布图

Fig. 14 Sweep waterfall of cantilever beams

在电磁振动台上编制图 8 所示的随机激励载荷谱,即以样件固有频率为中心频率,1/3 倍频段为频率带宽,载荷谱功率谱密度幅值为 $0.6g^2/Hz$ 。试验过程中,根据加速度传感器监测的共振响应的变化大小决定停机时间,通过扫频方式获取样件经历一定时间振动后的固有频率并记录数据,然后继续进行随机振动疲劳试验,直至样件固有频率下降 1%^[16]时所经历的时间即为样件的随机振动疲劳寿命。

为了考察硬涂层对悬臂梁疲劳裂纹扩展特性的影响,继续进行随机振动疲劳试验直至样件固有频率下降到设定的频率范围下限即停止试验,随机振动疲劳试验结束。

4 硬涂层阻尼对疲劳寿命的影响分析

分别对无涂层和硬涂层悬臂梁的 6 个样件进行随机振动疲劳试验,得到无涂层梁和硬涂层梁的随机振动疲劳寿命如表 2、表 3 所示。为了验证有限元计算结果的准确性,同时将无涂层和硬涂层梁有限元计算结果列于表 2 和表 3。

表 2 无涂层梁随机振动疲劳寿命

Tab. 2 Random vibration fatigue life of uncoating beams

样件编号	试验寿命/ 10^3 s	有限元寿命/ 10^3 s	误差/%
A ₁	7.20	8.963	24.5
A ₂	7.50	8.963	19.5
A ₃	7.98	8.963	12.3
A ₄	7.38	8.963	21.4
A ₅	7.68	8.963	16.7
A ₆	7.32	8.963	22.4

表 3 硬涂层梁随机振动疲劳寿命

Tab. 3 Random vibration fatigue life of hard coating beams

样件编号	试验寿命/ 10^4 s	有限元寿命/ 10^4 s	误差/%
B ₁	1.500	1.796	19.7
B ₂	1.650	1.796	8.8
B ₃	1.560	1.796	15.1
B ₄	1.428	1.796	25.8
B ₅	1.470	1.796	22.1
B ₆	1.590	1.796	13.0

由表 2 试验结果可以看出,涂敷硬涂层后,悬臂梁随机振动疲劳寿命得到明显提高,即硬涂层能够阻止裂纹产生,延长悬臂梁随机振动疲劳寿命。与试验结果相比,有限元计算误差在允许的误差范围内,验证了有限元结果的准确性及计算方法的可行性。误差来源主要有:①振动疲劳 S-N 曲线是在跟踪样件固有频率使样件时刻处于共振的条件下测试得到的,而本研究采用的 S-N 曲线是由经验公式近似估计得到的,因此会导致有限元计算结果偏高;②随机振动疲劳试验过程中,样件的阻尼比会随着损伤的产生而发生变化,而有限元计算过程中采用的阻尼比为恒定不变的,这也是有限元计算结果误差来源之一。

图 15 所示为在 1g 振动台加速度下通过正弦扫频得到的无涂层和硬涂层悬臂梁应变时域图,可以看出,由于硬涂层的阻尼效应,悬臂梁的振动应力明显减小,进而延长了悬臂梁的振动疲劳寿命。

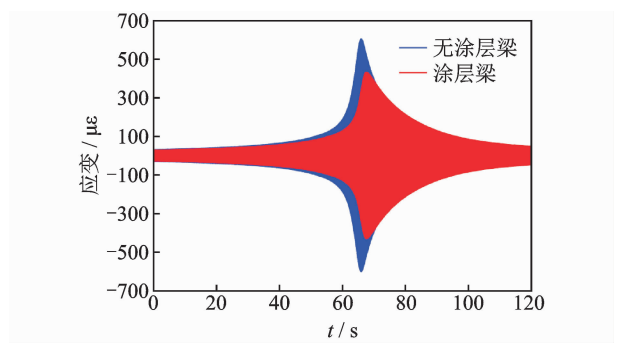


图 15 悬臂梁应变时域图

Fig. 15 Time domain diagram of cantilever beam for strain

由图 16 所示的无涂层和硬涂层悬臂梁随机振动疲劳试验过程中固有频率随时间的变化曲线可以看出,从试验开始至固有频率下降 1%,此时样件应力最大位置处已产生大约 1 mm 的疲劳裂纹。图 17(a)所示为通过扫描电镜观察得到的裂纹图像,该过程为裂纹萌生阶段,此时经历的时间即为悬臂梁随机振动疲劳寿命。固有频率从 1%下降至 3%,该过程固有频率变化缓慢,悬臂梁缺口位置产生新的裂纹源并逐渐向内部扩展。图 17(b)所示为光学显微镜观察得到的裂纹图像,该过程为疲劳裂纹稳定扩展阶段,经历的时间为裂纹稳定扩展寿命。固有频率下降 3%至试验停止,该过程的固有频率急剧变化,裂纹向内部快速扩展呈现相交的趋势,如图 17(c)所示,该过程为疲劳裂纹快速扩展阶段。

表 4 所示为无涂层和硬涂层悬臂梁样件裂纹稳定扩展寿命。由表可以看出,相对于无涂层梁,硬涂层梁裂纹稳定扩展寿命都有不同程度的增加,裂纹稳定扩展平均寿命增大 1.7 倍,表明硬涂层能够减缓悬臂梁疲劳裂纹扩展速率。

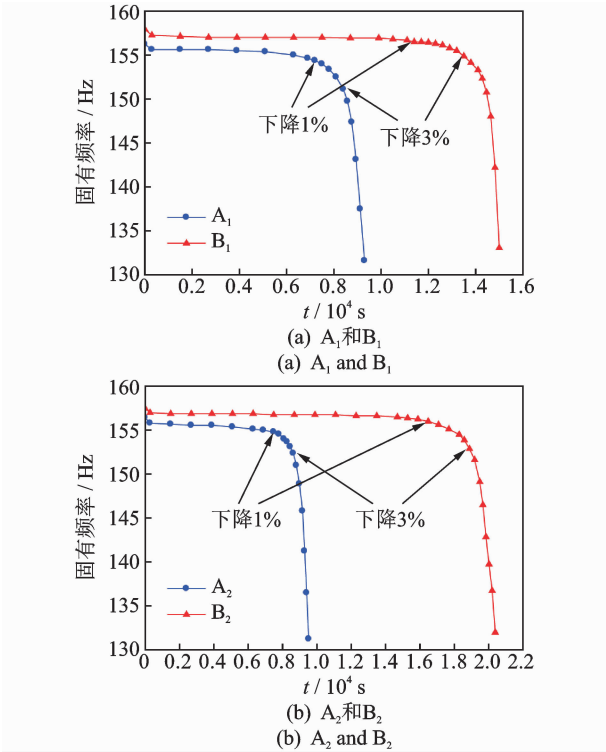


图 16 悬臂梁样件固有频率变化曲线
Fig. 16 Natural frequency variation curves of cantilever beam specimens

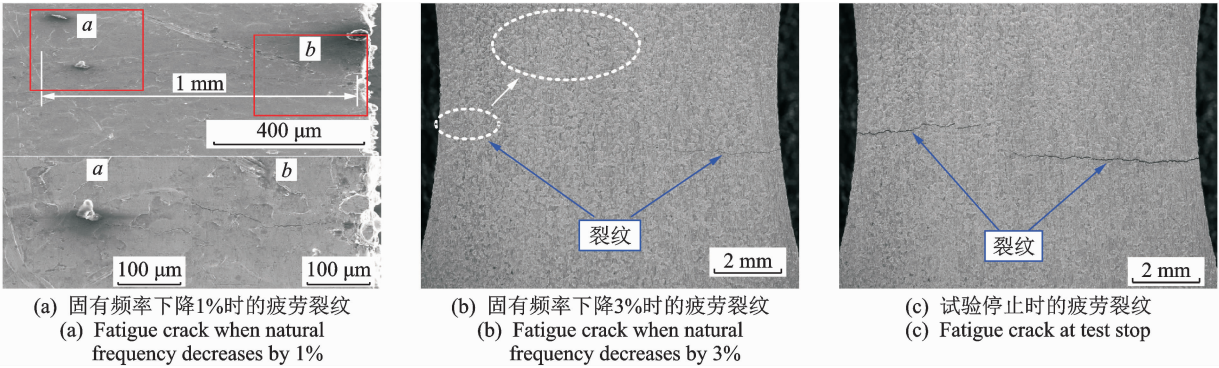


图 17 疲劳裂纹扩展过程
Fig. 17 The process of fatigue crack growth

表 4 悬臂梁裂纹稳定扩展寿命			
Tab. 4 Stable crack growth life of cantilever beams			
样件编号	无涂层梁	样件编号	硬涂层梁
A ₁	1 380	B ₁	2 100
A ₂	1 320	B ₂	2 400
A ₃	1 560	B ₃	2 340
A ₄	1 440	B ₄	2 580
A ₅	1 380	B ₅	3 000
A ₆	1 500	B ₆	2 520
平均寿命	1 430	平均寿命	2 490

臂梁的振动疲劳性能得到改善,随机振动疲劳寿命提高,相比于硬涂层悬臂梁无涂层面,涂层面疲劳损伤减小。

2) 由随机振动疲劳试验结果可知,涂敷硬涂层后,悬臂梁振动应力明显减小,并且硬涂层能够阻止疲劳裂纹的萌生,延长悬臂梁随机振动疲劳寿命,验证了有限元结果的准确性。另外,硬涂层还能够减缓悬臂梁疲劳裂纹的扩展速率。

参 考 文 献

[1] HALFPENNY A. A frequency domain approach for fatigue life estimation from finite element analysis[J].

5 结 论

1) 由有限元计算结果可知,涂敷硬涂层后,悬

- Key Engineering Materials, 1999, 167/168:401-410.
- [2] PETRUCCI G, ZUCCARELLO B. Fatigue life prediction under wide band random loading[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2015, 27(12): 1183-1195.
- [3] YANG C, XIAO S N, ZHU T. Vibration fatigue analysis for the frame of vehicle equipment[J]. Applied Mechanics & Materials, 2014, 494/495:142-145.
- [4] SLAVIC J, MRSNIK M, BOLTEZAR M. Comparison of frequency-domain methods for a vibration-fatigue-life estimation[J]. International Journal of Fatigue, 2015, 47(2):8-17.
- [5] RAHMAN M M, ARIFFIN A K, ABDULLAH S. Finite element based vibration fatigue analysis of a new twostroke linear generator engine component[J]. Arabian Journal Forence & Engineering, 2007, 34(1B): 231-246.
- [6] PATSIAS S, SAXTON C, SHIPTON M. Hard damping coatings; an experimental procedure for extraction of damping characteristics and modulus of elasticity[J]. Materials Science & Engineering A, 2004, 370(1/2): 412-416.
- [7] SUN J, KARI L. Coating methods to increase material damping of compressor blades; measurements and modeling[C]// ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. Glasgow, United Kingdom; ASME Press, 2011: 1157-1165.
- [8] BLACKWE C, PALAZOTTO A, GEORGE T J, et al. The evaluation of the damping characteristics of a hard coating on titanium [J]. Shock & Vibration, 2007, 96(9): 1350-1354.
- [9] CHEN Y G, ZHAI J Y, HAN Q K. Vibration and damping analysis of the bladed disk with damping hard coating on blades[J]. Aerospace Science & Technology, 2016, 58:248-257.
- [10] SUN W, LIU Y. Analysis of the contributions of hard-coating parameters on the vibration reduction of cantilever plate[J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 2016, 4(6): 517-526.
- [11] SUN W, LIU R, FAN Y F. Analytical modeling and damping optimization for a thin plate partially covered with hard coating[J]. Archive of Applied Mechanics, 2018(1):1-16.
- [12] SUN W, HAN Q K, QI F. Optimal design of damping capacity for hard-coating thin plate[J]. Advances in Vibration Engineering. 2013, 12(2): 179-192.
- [13] 张方, 周凌波, 姜金辉, 等. 基于频域法的随机振动疲劳加速试验设计[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(4):659-664.
- ZHANG Fang, ZHOU Lingbo, JIANG Jinhui, et al. Design of random vibration fatigue accelerated test based on frequency domain method[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(4): 659-664. (in Chinese)
- [14] BENDAT, JULIUS S. Probability functions for random responses[R]. Washington, USA:NASA,1964.
- [15] YUSUF E, CIGEROGLU E. Vibration fatigue analysis of a cantilever beam using different fatigue theories [C]//Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series. New York: Springer, 2014: 471-478.
- [16] 中华人民共和国航空工业部. HB5277-1984 发动机叶片及材料振动疲劳试验方法[S]. 北京:中国标准出版社,1984.
- [17] 张鹏程,白彬,谭兴龙,等. 1Cr17Ni4 不锈钢等离子体喷涂金属涂层的摩擦磨损特性研究[J]. 核动力工程, 2005, 26(1): 70-74.
- ZHANG Pengcheng, BAI Bin, TAN Xinglong, et al. Friction and wear characteristics of plasma spray metal coatings on 1Cr17Ni4 stainless steel[J]. Nuclear Power Engineering, 2005, 26(1): 70-74. (in Chinese)
- [18] 李晖, 孙伟, 张永峰, 等. 悬臂薄板结构阻尼特性几种测试方法的比较[J]. 中国工程机械学报, 2013, 11(4):347-353.
- LI Hui, SUN Wei, ZHANG Yongfeng, et al. Comparative study on testing methods for damping property of cantilever thin-plate structures[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2013, 11(4): 347-353. (in Chinese)
- [19] 杨强, 邵闯, 方可强. 航空发动机复合材料叶片振动疲劳特性研究[J]. 实验力学, 2014, 29(3): 361-367.
- YANG Qiang, SHAO Chuang, FANG Keqiang. Vibration fatigue characteristic study of aeroengine composite blade[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2014, 29(3): 361-367. (in Chinese)
- [20] 陈传尧. 疲劳与断裂[M]. 武汉:华中科技大学出版社, 2002:17-24.



第一作者简介:陈辉,男,1989 年 1 月生,硕士。主要研究方向为硬涂层结构振动疲劳。曾发表《Vibration reduction of the blisk by damping hard coating and its intentional mistuning design》(《Aerospace Science and Technology》2019, Vol. 84, No. 1)等论文。
E-mail:chenhui07@saicmotor.com

通信作者简介:翟敬宇,男,1984 年 4 月生,博士、讲师、硕士生导师。主要研究方向为机械动力学、硬涂层阻尼减振。
E-mail:zhaijy@dlut.edu.cn