

交叉模态对结构随机振动疲劳损伤的贡献

朱学旺, 刘青林

(中国工程物理研究院总体工程研究所, 四川绵阳 621900)

[摘要] 以小阻尼简支梁为例, 讨论了交叉模态对随机振动疲劳损伤累积的贡献; 结构的响应分析采用模态叠加方法, 随机振动疲劳损伤累积分析采用 Miner 线性疲劳损伤准则。数值模拟结果表明, 即使是小阻尼稀疏模态结构, 交叉模态对结构振动疲劳损伤累积的贡献也是不容忽视的。

[关键词] 交叉模态; 结构随机振动; 疲劳损伤累积; 随机振动响应; 模态叠加; 小阻尼稀疏模态系统

[中图分类号] O324, O346.2 [文献标识码] A [文章编号] 1009-1742(2008)10-0036-06

1 前言

应用模态叠加方法进行结构振动分析时, 结构响应的精确解包括全部模态(独立模态和交叉模态)的贡献。工程应用中对于满足特定条件的结构系统, 通常忽略交叉模态的贡献, 只考虑独立模态的响应贡献, 此时结构振动响应的分析结果具有足够的精度。这种简化方法自 Bolotin 在 1961 年首先提出以来, 得到了广泛的认可, 并被经典的振动专著引用^[1-3]。具体地讲, 当结构为小阻尼系统, 且其固有频率足够稀疏时, 交叉模态对振动响应的贡献可以忽略。

随着计算机技术的发展和计算精度要求的提高, 关于交叉模态对结构振动响应贡献方面的研究在 20 世纪 80 年代以后受到重视^[3,4]。T. Dahlberg 详细介绍了相关的研究^[4], 并通过简支梁模型的随机振动响应分析, 探讨了交叉模态对振动响应的贡献, 认为小阻尼稀疏模态要求是忽略交叉模态响应贡献的必要条件而非充分条件。这些研究对于以峰值破坏形式为主的振动问题的深入研究具有意义。工程应用中, 还有一类重要的振动问题, 其破坏形式为疲劳破坏, 振动试验研究中多为此类问题。众所周知, 可以采用振动台的基础激励来研究复杂的工程振动问题, 是因为当忽略交叉模态的响应贡献时,

可以实现基于振动位移响应的随机振动载荷动力学等效^[1,2,5,6]。然而, 忽略交叉模态对于结构的振动疲劳损伤分析结果会产生什么影响并没有进行深入、具体的研究。笔者以小阻尼简支梁为例, 探讨交叉模态的疲劳损伤累积贡献。为了完整性, 先简要介绍结构随机振动响应分析的模态叠加方法, 获得了位移响应与应变响应的精确解与近似解, 然后针对简支梁应力响应的精确解与近似解进行疲劳损伤累积分析比较。结果表明, 即使是小阻尼稀疏模态结构, 其交叉模态对结构疲劳损伤累积的贡献也远大于对位移响应的贡献。

2 结构随机振动响应分析

多自由度线性系统的动力学方程为

$$M\ddot{\mathbf{y}}(t) + C\dot{\mathbf{y}}(t) + K\mathbf{y}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (1)$$

式中 $\mathbf{y}(t)$, $\dot{\mathbf{y}}(t)$, $\ddot{\mathbf{y}}(t)$ 分别为系统的节点位移、速度和加速度响应向量; M , C , K 分别为系统的质量、阻尼和刚度矩阵; $\mathbf{f}(t)$ 为系统的振动激励力向量。

应用模态叠加方法, 系统的位移响应为

$$\mathbf{S}_{yy}(\omega) = \Phi \mathbf{H}_q^*(\omega) \Phi^T \mathbf{S}_{ff}(\omega) \Phi \mathbf{H}_q(\omega) \Phi^T \quad (2)$$

式中 $\mathbf{S}_{yy}(\omega)$, $\mathbf{S}_{ff}(\omega)$ 分别为位移响应和激励力的功率谱密度矩阵, 其对角元素为自功率谱, 非对角元素为互功率谱; Φ , $\mathbf{H}_q(\omega)$ 分别为位移振型矩阵和模态频响函数矩阵; ω 为角频率。

[收稿日期] 2007-03-13; 修回日期 2007-05-28

[作者简介] 朱学旺(1963-), 男, 湖北鄂州市人, 中国工程物理研究院总体工程研究所研究员, 研究方向为复杂结构动力学与振动环境试验

据有限元理论,系统的应变响应为^[7]:

$$\boldsymbol{\varepsilon}(t) = \mathbf{B}\mathbf{y}(t) \quad (3)$$

式中, $\boldsymbol{\varepsilon}(t)$ 为系统的应变响应向量; \mathbf{B} 为变换矩阵,当位移函数确定后,它是常数矩阵,一般情况下存在逆矩阵。

平稳各态历经随机激励下,线性结构的位移响应和应变响应均为平稳各态历经的,故有

$$\begin{aligned} \mathbf{R}_{\boldsymbol{\varepsilon}}(\boldsymbol{\tau}) &= \mathbf{B} \mathbf{R}_y(\boldsymbol{\tau}) [\mathbf{B}]^T, \\ \mathbf{S}_{\boldsymbol{\varepsilon}}(\boldsymbol{\omega}) &= \mathbf{B} \mathbf{S}_{yy}(\boldsymbol{\omega}) [\mathbf{B}]^T \end{aligned} \quad (4)$$

式中, \mathbf{R} 表示相关函数; $\mathbf{S}_{\boldsymbol{\varepsilon}}(\boldsymbol{\omega})$ 为应变响应的功率谱密度矩阵。

改写式(3)为 $\mathbf{y}(t) = \mathbf{B}^{-1}\boldsymbol{\varepsilon}(t)$,代入式(1)后在方程两边左乘 \mathbf{B}^{-T} 有

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{\boldsymbol{\varepsilon}} \ddot{\boldsymbol{\varepsilon}}(t) + \mathbf{C}_{\boldsymbol{\varepsilon}} \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}(t) + \mathbf{K}_{\boldsymbol{\varepsilon}} \boldsymbol{\varepsilon}(t) &= \mathbf{p}(t) \\ \mathbf{M}_{\boldsymbol{\varepsilon}} &= \mathbf{B}^{-T} \mathbf{M} \mathbf{B}^{-1} \\ \mathbf{C}_{\boldsymbol{\varepsilon}} &= \mathbf{B}^{-T} \mathbf{C} \mathbf{B}^{-1} \\ \mathbf{K}_{\boldsymbol{\varepsilon}} &= \mathbf{B}^{-T} \mathbf{K} \mathbf{B}^{-1} \\ \mathbf{p}(t) &= \mathbf{B}^{-T} \mathbf{f}(t) \end{aligned} \quad (5)$$

引入变换

$$\boldsymbol{\varepsilon}(t) = \sum_{r=1}^n q_r(t) \boldsymbol{\psi}_r = \boldsymbol{\psi} \mathbf{q}(t) \quad (6)$$

式中, n 为模态阶数; $\mathbf{q}(t)$; $\boldsymbol{\psi}$ 为模态坐标向量与应变模态振型矩阵。

将式(6)代入式(5)并在方程两端分别左乘 $\boldsymbol{\psi}^T$ 得

$$\begin{aligned} \mathbf{m} \ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{c} \dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{k} \mathbf{q}(t) &= \mathbf{Q}(t) \\ \mathbf{Q}(t) &= \boldsymbol{\psi}^T \mathbf{p}(t) = \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{f}(t) \end{aligned} \quad (7)$$

式中 $\mathbf{m} = \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{M} \boldsymbol{\Phi} = \boldsymbol{\psi}^T \mathbf{M}_{\boldsymbol{\varepsilon}} \boldsymbol{\psi}$, $\mathbf{c} = \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{C} \boldsymbol{\Phi} = \boldsymbol{\psi}^T \mathbf{C}_{\boldsymbol{\varepsilon}} \boldsymbol{\psi}$, $\mathbf{k} = \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{K} \boldsymbol{\Phi} = \boldsymbol{\psi}^T \mathbf{K}_{\boldsymbol{\varepsilon}} \boldsymbol{\psi}$ 即是模态质量、模态阻尼和模态刚度矩阵。

由式(7)可以看出,利用应变参量获得的解耦方程组与用位移描述的系统具有相同的模态频响函数,即位移振型对应的应变振型为

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\Psi} &= \mathbf{B} \boldsymbol{\Phi} \\ \mathbf{B} &= \boldsymbol{\Psi} \boldsymbol{\Phi}^{-1} \end{aligned} \quad (8)$$

将式(2)、式(8)代入式(4)有

$$\mathbf{S}_{\boldsymbol{\varepsilon}}(\boldsymbol{\omega}) = \boldsymbol{\Psi} \mathbf{H}_{q_i}^*(\boldsymbol{\omega}) \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{S}_{f_n}(\boldsymbol{\omega}) \boldsymbol{\Phi} \mathbf{H}_{q_j}(\boldsymbol{\omega}) \boldsymbol{\Psi}^T \quad (9)$$

为了讨论交叉模态的响应贡献,改写式(2)、式(9)为分量形式

$$\begin{aligned} S_{\varepsilon_k \varepsilon_l}(\boldsymbol{\omega}) &= \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^M |H_{q_j}(\boldsymbol{\omega})|^2 \varphi_{kj} \varphi_{mj} \varphi_{nj} \varphi_{lj} S_{f_n}(\boldsymbol{\omega}) + \\ &\sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^M H_{q_j}^*(\boldsymbol{\omega}) H_{q_i}(\boldsymbol{\omega}) \varphi_{ki} \varphi_{mi} \varphi_{nj} \varphi_{lj} S_{f_n}(\boldsymbol{\omega}) \end{aligned}$$

(10)

$$\begin{aligned} S_{\varepsilon_k \varepsilon_l}(\boldsymbol{\omega}) &= \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^M |H_{q_j}(\boldsymbol{\omega})|^2 \psi_{kj} \varphi_{mj} \varphi_{nj} \psi_{lj} S_{f_n}(\boldsymbol{\omega}) + \\ &\sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^M H_{q_j}^*(\boldsymbol{\omega}) H_{q_i}(\boldsymbol{\omega}) \psi_{ki} \varphi_{mi} \varphi_{nj} \psi_{lj} S_{f_n}(\boldsymbol{\omega}) \end{aligned} \quad (11)$$

式中, N, M 分别为系统自由度与截断模态数。

可见,振动响应的精确解包含了独立模态贡献与交叉模态贡献两部分。

忽略交叉模态的响应贡献时,位移响应与应变响应的近似解为

$$G_{y_{k'l}}(\boldsymbol{\omega}) = \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^M |H_{q_j}(\boldsymbol{\omega})|^2 \varphi_{kj} \varphi_{mj} \varphi_{nj} \varphi_{lj} S_{f_n}(\boldsymbol{\omega}) \quad (12)$$

$$G_{\varepsilon_k \varepsilon_l}(\boldsymbol{\omega}) = \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N \sum_{j=1}^M |H_{q_j}(\boldsymbol{\omega})|^2 \psi_{kj} \varphi_{mj} \varphi_{nj} \psi_{lj} S_{f_n}(\boldsymbol{\omega}) \quad (13)$$

文献[4]采用式(10)、式(12)讨论了交叉模态对位移响应的贡献,笔者采用式(11)、式(13)结合下述的疲劳损伤分析方法来讨论交叉模态对疲劳损伤的贡献。

特别是,当激励为互不相关载荷时,应变响应的自功率谱的精确解与近似解为

$$\begin{aligned} S_{\varepsilon_k \varepsilon_k}(\boldsymbol{\omega}) &= \sum_{m=1}^N \sum_{j=1}^M |H_{q_j}(\boldsymbol{\omega})|^2 \psi_{kj} \varphi_{mj} \varphi_{mj} \psi_{kj} S_{f_n}(\boldsymbol{\omega}) + \\ &\sum_{m=1}^N \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^M H_{q_i}^*(\boldsymbol{\omega}) H_{q_j}(\boldsymbol{\omega}) \psi_{ki} \varphi_{mi} \varphi_{mj} \psi_{kj} S_{f_n}(\boldsymbol{\omega}), \\ G_{\varepsilon_k \varepsilon_k}(\boldsymbol{\omega}) &= \sum_{m=1}^N \sum_{j=1}^M |H_{q_j}(\boldsymbol{\omega})|^2 \psi_{kj} \varphi_{mj} \varphi_{mj} \psi_{kj} S_{f_n}(\boldsymbol{\omega}) \end{aligned} \quad (14)$$

根据应力应变关系,可以获得结构的振动应力响应。对于线弹性结构,应力为应变的线性函数,即

$$\begin{aligned} S_{\sigma_k \sigma_k}(\boldsymbol{\omega}) &= \rho S_{\varepsilon_k \varepsilon_k}(\boldsymbol{\omega}) \\ \boldsymbol{\sigma}(t) &= k \boldsymbol{\varepsilon}(t) \Rightarrow G_{\sigma_k \sigma_k}(\boldsymbol{\omega}) = \rho G_{\varepsilon_k \varepsilon_k}(\boldsymbol{\omega}) \\ \rho &= k^2 \end{aligned} \quad (15)$$

3 结构随机振动疲劳损伤

已知有限频率带宽的平稳 Gaussian 应力随机过程的功率谱密度,则应力时间历程的峰值满足概率分布规律^[8,9]

$$\begin{aligned} p(s) &= \frac{1}{\sqrt{2} \pi \sigma} \sqrt{1 - \gamma} \exp\left[-\frac{s^2}{2\sigma^2(1 - \gamma)}\right] + \\ &\frac{s \sqrt{\gamma}}{2\sigma^2} \left[1 + \operatorname{erf}\left(\frac{s}{\sigma} \sqrt{\frac{\gamma}{2(1 - \gamma)}}\right)\right] \exp\left(-\frac{s^2}{2\sigma^2}\right) \end{aligned} \quad (16)$$

式中 σ 为应力响应过程的总均方根值; $\gamma = \left[\int_0^\infty f^2 S(f) df \right]^2 \left[\left[\int_0^\infty S(f) df \right] \left[\int_0^\infty f^4 S(f) df \right] \right]^{-1}$ 为谱型不规则因子, $S(f)$ 为应力响应的功率谱密度, $f = \omega/2\pi$ 为频率; $erf(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x \exp(-t^2) dt$ 为误差函数。

如果结构振动疲劳损伤累积采用 Miner 线性模型, 则作用时间为 T 的振动载荷造成的结构疲劳损伤累积为^[9]

$$D = Tn \int_{-\infty}^{\infty} \frac{P(s)}{N(s)} ds \quad (17)$$

式中, $n = \left[\int_0^\infty f^4 S(f) df \left[\int_0^\infty f^2 S(f) df \right]^{-1} \right]^{\frac{1}{2}}$ 为峰值频率; $N(s)$ 为在等幅应力 s 作用下材料发生疲劳破坏时的循环次数。

用 Basquin 关系描述材料疲劳强度, 即 $N(s)s^m = C$, 其中 m, C 为材料常数, 由试验确定, 则结构单位时间内的振动损伤为

$$D = \frac{n}{C} \int s^m p(s) ds \quad (18)$$

可见, 结构的振动疲劳损伤由其峰值概率分布函数与峰值频率确定。而从式(16)可以看出, 峰值概率分布函数与总均方根值和谱型不规则因子有关。

定义交叉模态疲劳损伤贡献因子

$$\alpha = \left| 1 - \frac{D_1}{D_0} \right| \quad (19)$$

式中, D_0, D_1 分别表示利用 $S_{\sigma_k \sigma_k}(\omega)$ 和 $G_{\sigma_k \sigma_k}(\omega)$ 进行振动损伤评估的结果。

α 描述了分别采用应力响应的精确解和近似解来评估结构振动疲劳损伤时两组结果间的相对误差。

4 简支梁算例

等截面简支梁长度为 L , 弯曲刚度为 EI , 截面尺寸为 $A = BH$, 质量密度为 D , 则模态频率 $\omega_i = (i\pi/L)^2 \sqrt{EI/DA}$; 位移模态 $\phi_i = \sin(i\pi x/L)$; 表面最大应力模态 $\Psi_i = i^2 \chi \sin(i\pi x/L)$, $\chi = \pi^2 EH/2L^2$; 模态传递函数 $H_{qi}(\omega) = \frac{2}{DAL}$

$$\frac{\omega_i^2 - \omega^2 - j \cdot 2\xi_i \omega_i \omega}{(\omega_i^2 - \omega^2)^2 + 4(\xi_i \omega_i \omega)^2}, \xi_i \text{ 为模态阻尼比。}$$

单点力谱 $S(\omega)$ 作用于 x_0 处时, 据式(14)可得任意点 x_k 处应力响应的自功率谱密度精确解与近似解分别为

$$\begin{aligned} S_{\sigma_k \sigma_k}^0(\omega) &= \left[\frac{2}{DAL} \right]^2 \cdot S(\omega) \cdot \\ &\sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^M \left[\frac{\omega_m^2 - \omega^2 + j \cdot 2\xi_m \omega_m \omega}{(\omega_m^2 - \omega^2)^2 + 4(\xi_m \omega_m \omega)^2} \right. \\ &\left. \frac{\omega_n^2 - \omega^2 - j \cdot 2\xi_n \omega_n \omega}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4(\xi_n \omega_n \omega)^2} \times mn \chi^2 \sin^2 \left[\frac{\pi x_k}{L} \right] \right. \\ &\left. \sin \frac{m \pi x_0}{L} \sin \frac{n \pi x_0}{L} \right] \\ G_{\sigma_k \sigma_k}^0(\omega) &= \left[\frac{2}{DAL} \right]^2 \cdot S(\omega) \cdot \sum_{n=1}^M n^2 \chi^2 \sin^2 \left[\frac{\pi x_k}{L} \right] \\ &2 \sin^2 \left[\frac{n \pi x_0}{L} \right] [(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4(\xi_n \omega_n \omega)^2]^{-1} \quad (20) \end{aligned}$$

以下根据式(20)计算简支梁的应力响应, 并给出简支梁不同位置交叉模态的疲劳损伤贡献因子。为便于比较, 同时给出了位移响应的相关结果。计算中, 取梁的参数(量刚已经协调)为 $L = 0.8, E = 210 \times 10^9, B = 0.01, H = 0.02, D = 8000$ 。载荷 P 为平直力谱, 作用在 $9L/23$ 处, 其频率范围为 $10 \sim 1000$ Hz, 谱密度为 $100 \text{ N}^2/\text{Hz}$; 分析中, 考虑了 $10 \sim 1000$ Hz 内的全部模态。

图1、图2为阻尼2%的简支梁在 P 作用下, $2L/23, 8L/23, 14L/23, 20L/23$ 位置处(节点编号3, 9, 15, 21, 如图3所示)的位移、应力响应精确解与近似解结果比较。表1、图4、图5给出了部分节点位移和应力响应总均方根值、峰值频率和谱型不规则因子的比较。图6为改变阻尼时简支梁不同位置的交叉模态疲劳损伤贡献因子 α 的变化情况。可以看出, 尽管精确解与近似解功率谱密度曲线具有一定的相似性, 且总均方根值相差甚微(位移总均方根偏差最大 $< 1\%$, 应力总均方根偏差 $< 4\%$), 但是, 交叉模态疲劳损伤贡献因子并不是一个小量, 阻尼为2%时, 贡献因子最大 $> 17\%$, 且随着阻尼的增加, 贡献因子呈非线性增加(疲劳损伤分析时取峰值应力最大为3倍总均方根值)。

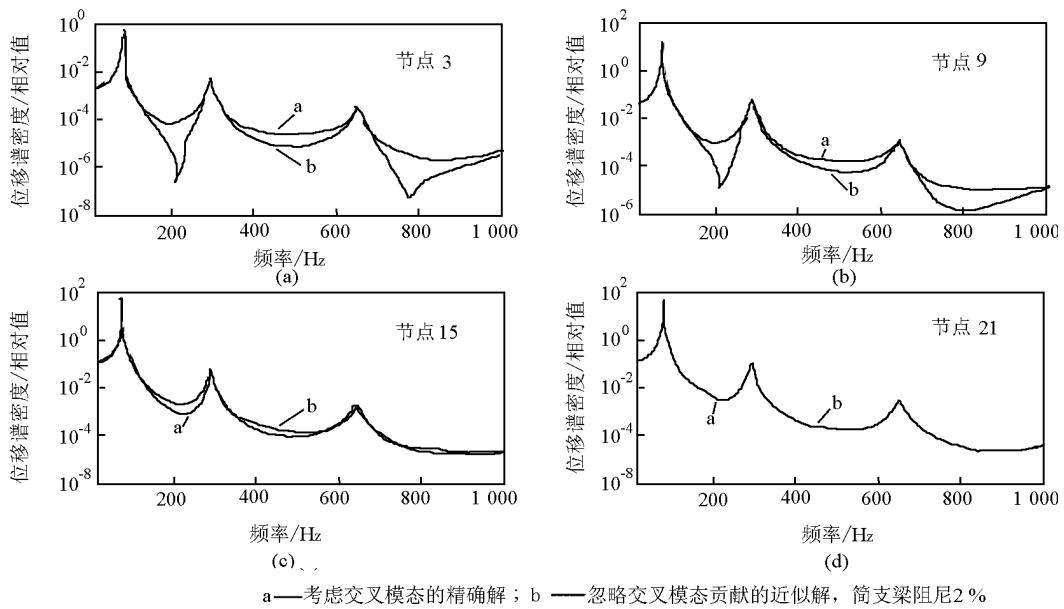


图 1 不同节点位移 PSD 比较

Fig. 1 PSD curves of displacement responses on the certain positions

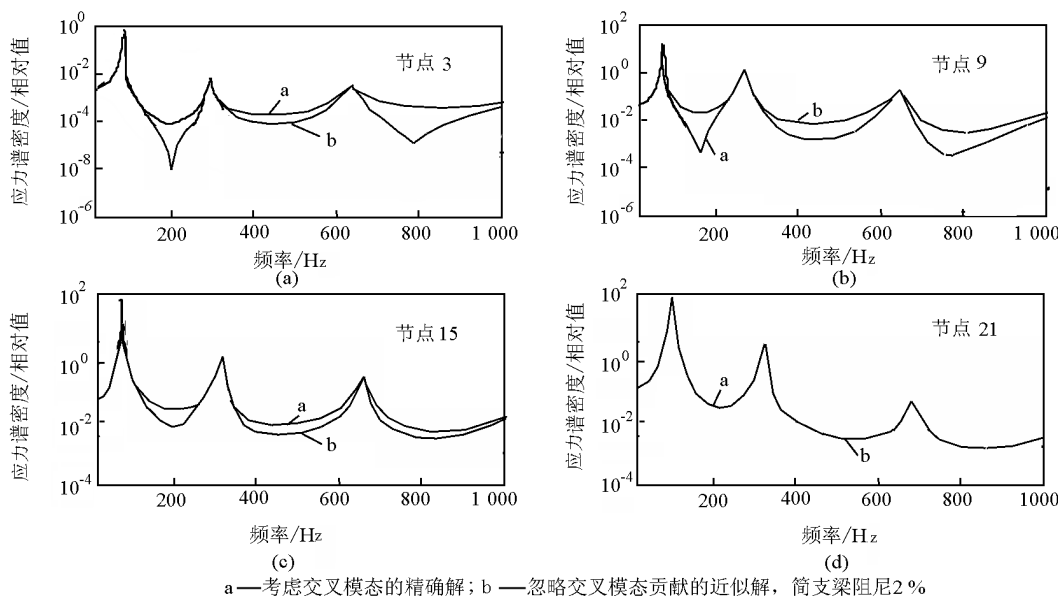


图 2 不同节点应力响应 PSD 比较

Fig. 2 PSD curves of stress responses on the certain positions

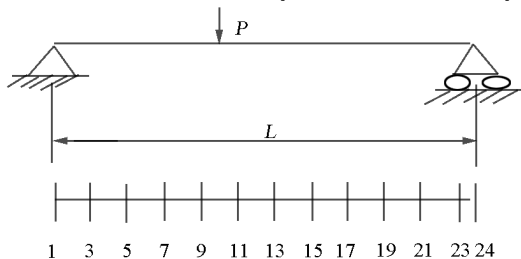


图 3 简支梁模型及节点编号

Fig. 3 Model of a simply supported beam

表 1 位移响应与应力响应总均方根值及其比较

Table 1 RMS data and their comparison of the displacement and stress response

节点编号	3			9			15			21			
简支梁阻尼比/%	2	10	20	2	10	20	2	10	20	2	10	20	
位移/mm	精确解	1.034 2	0.463 2	0.3291	4.904 3	2.195 9	1.558 2	8.042 3	3.597 8	2.546 8	9.077 5	4.059 3	2.870 0
	近似解	1.034 2	0.462 6	0.327 1	4.904 1	2.193 0	1.550 5	8.042 2	3.596 3	2.542 6	9.077 5	4.059 2	2.869 9
	偏差/%	0	0.129	0.607 7	0.004 0	0.132 0	0.494 1	0.001 2	0.041 6	0.164 9	0	0.002 4	0.003 4
应力/MPa	精确解	43.68	20.42	14.75	175.67	79.77	57.31	275.00	12.423	88.58	314.74	141.95	100.72
	近似解	44.17	21.05	15.29	175.75	79.57	56.57	274.99	124.02	88.02	314.79	142.04	100.83
	偏差/%	1.1217	3.085 2	3.661 0	0.045 5	0.250 7	1.291 2	0.003 6	0.169 0	0.632 1	0.015 8	0.063 4	0.109 2

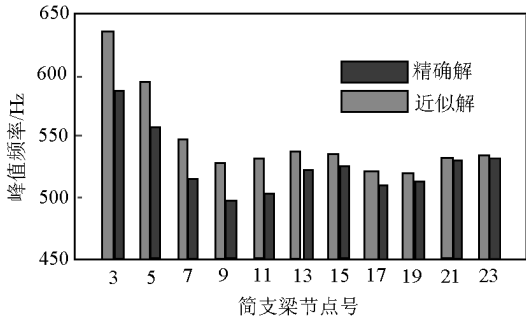


图 4 不同节点应力峰值频率比较

Fig. 4 Peak frequencies and comparison of stresses on the certain positions

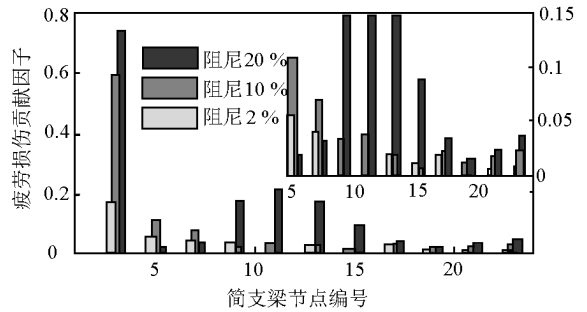


图 6 不同阻尼时疲劳损伤贡献因子比较

Fig. 6 Contribution factors to fatigue damage and comparison of stresses on the certain positions

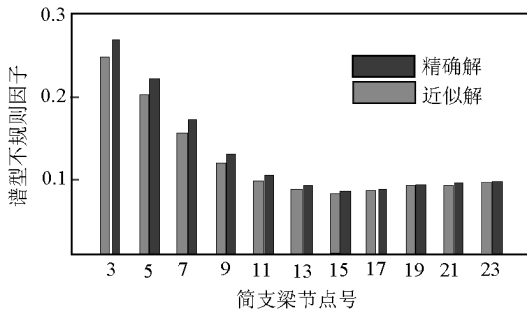


图 5 不同节点应力谱型不规则因子比较

Fig. 5 Irregularity factors and comparison of stresses on the certain positions

是,疲劳损伤贡献因子相对较大的位置响应应力的总能量均较低,通常低于破坏强度一个量级,即尽管交叉模态对疲劳损伤存在影响,但是最大的影响发生在响应应力较小的位置,这对于以极限强度考核为目标的振动问题,不会产生致命的影响,因为,应力较大的位置,交叉模态疲劳损伤贡献因子要小得多。

5 结语

1) 忽略交叉模态的响应贡献,对位移响应结果的影响比应力、疲劳损伤累积结果的影响小得多,因此,简单地以位移响应等价来分析交叉模态的响应贡献存在一定的技术风险。

2) 即使是小阻尼的简支梁,交叉模态对疲劳损伤的贡献也不能忽略,当阻尼为 2% 时,交叉模态的疲劳损伤贡献达到 17%。随着阻尼的增加,交叉模态的疲劳损伤贡献呈非线性增加。

3) 应力响应较小部位的疲劳损伤贡献因子较大,应力响应较大部位该贡献因子较小。这种现象对于以极限强度为目标的振动问题不会造成重大影响。

造成所述现象的原因是精确解与近似解 PSD 为宽带随机,其谱型因子与峰值频率的微小变化对疲劳损伤识别结果都会产生影响。如 2% 阻尼的简支梁 3 号节点响应应力的精确解与近似解在各阶固有频率附近具有好的一致性,且非固有频率区域的差异仅造成总均方根值不到 1.2% 的误差,但是,对应的峰值频率变化却达到 8.2% (586.96 ~ 634.91 Hz);谱型不规则因子变化达到 7.5% (0.267 4 ~ 0.247 4)。因此造成精确解与近似解应力响应的峰值概率分布具有明显的差异。需要说明的一个现象

参考文献

- [1] 纽兰 D E. 随机振动与谱分析概论[M]. 方 同译,北京:机械工业出版社,1980
- [2] 戴诗亮. 随机振动实验技术[M]. 北京:清华大学出版社,1984
- [3] 林家浩,钟万勰. 关于虚拟激励法与结构随机响应的注记[J]. 计算力学学报,1998,15(2):217-223
- [4] Dahlberg T. The effect of modal coupling in random vibration analysis [J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 228(1): 157 - 176
- [5] 朱学旺,刘青林. 飞行振动环境随机试验模拟的载荷等效[J]. 航天器环境工程,2006,23(5): 257 - 261
- [6] 李 健,朱学旺,张思箭. 飞行振动环境试验室模拟的有效性分析[J]. 实验力学,2005,20 (suppl): 83 - 86
- [7] 李德葆. 实验应变/应力模态分析若干问题的进展评述[J]. 振动与冲击,1996,15(1): 13 - 17
- [8] 陈 军,刘 成,王仲范. 态载荷峰值分布及在疲劳损伤分析中的应用[J]. 振动、测试与诊断,2004,24(2):149 - 152
- [9] Lalanne C. Fatigue Damage [J]. Mechanical Vibration and Shock Hermes Penton Ltd, 2002

The contribution of cross modality to fatigue damage accumulation of structure subjected to random vibration

Zhu Xuewang, Liu Qinglin

(Institute of Systems Engineering, CAEP, Mianyang, Sichuan 621900, China)

[Abstract] The contribution level of cross modality to vibration response of structure is governed by damp and modality. The larger the damping and the denser the modality, the higher the contribution. In engineering vibration analysis a system hypothesis with lightly damping and sparse modality is generally applied to solve approximately vibration response of structure where the contribution of cross modality is neglected due to the contribution small enough. Approximate solution of displacement response can satisfy engineering requirement with certain precision but the error between approximate response and exact one, maybe tiny, can heavily effect the peak frequency and irregular factors of spectral diagram in time domain vibration analysis and change the results of fatigue damage accumulation identification. With a simple supported beam in this paper the contribution of cross modality to fatigue damage accumulation is investigated. Random response is obtained by means of superposition methods and fatigue damage accumulation of structure under random vibration is analysed with Miner's linear damage ruler. Numerical simulation shows that the contribution of cross modality to fatigue damage accumulation of structure can not be neglected even if the structure is characterized with lightly damping and sparse modality.

[Key words] cross modality; random vibration; fatigue damage accumulation; random vibration response; modality superposition; lightly damping and sparse modality system