

时频域交互法在微滑移干摩擦阻尼叶片 振动分析中的应用

刘雅琳¹, 徐自力², 上官博¹, 王尚锦¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学强度与振动教育部重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为准确揭示叶片阻尼系统的动力学特征,首次引入融合时域法(描述非线性力的准确性)和频域法(求解线性系统的高效性)为一体的时频域交互法,对基于微滑移摩擦模型的凸肩阻尼结构叶片系统进行了动力响应分析,并与时域法、频域法的计算结果做了比较. 计算结果显示:在一定的参数条件下,时频域交互法的计算时间与一阶谐波平衡法相近,仅相当于四阶 Runge-kutta 法的1/10,相对误差值却不到一阶谐波平衡法的1/2,且保持稳定. 研究表明:时频域交互法对于计算微滑移干摩擦阻尼叶片振动响应具有可用性,该方法克服了一阶谐波平衡法无法将微滑移模型的准确性体现在动力学分析中的不足,而且计算效率高.

关键词: 叶片; 振动; 干摩擦阻尼; 微滑移模型; 时频域交互法

中图分类号: TK263.3; V231.92 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)11-0022-05

Application of Alternating Frequency/Time Domain Method to Vibration Analysis on Damping Blade Systems Based on Microslip Dry Friction Model

LIU Yalin¹, XU Zili², SHANGGUAN Bo¹, WANG Shangjin¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. MOE Key Laboratory for Strength and Vibration, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: An alternating frequency/time domain method (AFT) is presented to calculate the dynamic characteristics of damping blade systems accurately. The dynamic response of damping blade systems is predicted based on the microslip dry friction model, and the computational accuracy and efficiency are compared with those by the time domain method and the frequency domain method. The results indicate that under certain parameter conditions, the calculation time of AFT method is similar to that of the one-term harmonic balance method (HBM) and is just ten percent of that of the fourth-order Runge-Kutta method, and the relative error of the result with the AFT method is less than half that with HBM. These findings confirm the practicability of the AFT method in computing dynamic response of damping blade systems based on the microslip dry friction model. Unlike HBM, the AFT method can achieve the accuracy of microslip dry friction model in dynamics analysis and has high computational efficiency.

Keywords: blade; vibration; dry friction damping; microslip model; alternating frequency/time domain method.

为避免汽轮机、航空发动机等透平机械叶片气流诱发振动所产生的高周疲劳破坏,叶片系统广泛采用了带有阻尼围带、凸肩或缘板阻尼器等形式的伴随结构,其目的在于利用接触界面间的干摩擦消耗振动能量,增加系统结构阻尼,减小叶片强迫振动响应。由于干摩擦问题客观上存在着不光滑的非线性泛函本构关系以及强边界非线性特征,给干摩擦阻尼减振这类接触动力分析问题的研究带来很多问题。目前,研究叶片干摩擦阻尼减振的困难主要在于如何模化摩擦界面非线性干摩擦力,及如何求解干摩擦阻尼叶片的非线性动力学方程。

叶片系统采用的干摩擦阻尼结构形式多种多样,但究其原理都是通过两摩擦界面间的相对运动所产生的摩擦力来消耗振动能量。描述摩擦界面的摩擦模型主要有宏滑移模型和微滑移模型两种,宏滑移模型^[1-4]采用了单点接触的概念,简洁且便于计算,被大量文献所采纳,但当接触面积较大或位移很小时,刚体假设便无法正确反映摩擦界面的摩擦特性。微滑移模型^[5-7]采用多点接触描述摩擦接触状态,充分考虑到了摩擦面正压力分布不均匀以及摩擦面内各点变形和状态不一致的情形,更加准确地描述出接触面的摩擦特性。由于微滑移模型需要将摩擦接触面离散成若干独立的接触单元,使得问题的计算量急剧增加,导致其在应用中受限制。鉴于计算工作量大,Menq 等人^[5-6]使用时间积分法对含有微滑移摩擦模型的叶片系统进行的研究是针对单自由度系统进行的。Csaba^[7]在对含有微滑移摩擦模型的叶片系统的动力响应研究中采用了谐波平衡法,与时间积分法相比明显提高了计算速度,但谐波平衡法需对干摩擦力进行线性化,丢失了部分干摩擦力的非线性特征,使得微滑移模型描述干摩擦力的准确性并没有体现在系统的动力学分析中。

为准确揭示叶片阻尼系统的动力学特征,并解决计算效率和计算精度之间的矛盾,本文将凸肩阻尼结构叶片简化为两自由度集中质量悬臂梁,使用单边微滑移离散模型建立了摩擦界面的摩擦力本构关系,采用时频域交互法(AFT)对阻尼结构叶片稳态响应进行了计算分析,并将计算结果与四阶 Runge-kutta 法(4-RK)、一阶谐波平衡法(HBM)进行了比较分析。结果表明,本文所采用的时频域交互法不仅能较好地体现干摩擦力的非线性特征对系统振动响应的影响,而且具有较高的计算效率。

1 阻尼结构叶片动力学模型

实际阻尼结构叶片中干摩擦阻尼器的形状和受力形式非常复杂,对其进行动力学分析需要大量的计算时间。本文旨在研究时频域交互法在微滑移干摩擦阻尼叶片系统中的计算精度和效率,为方便研究且不失一般性,利用非线性摩擦力的局部化特点,对图 1 所示凸肩阻尼结构叶片进行自由度降阶处理,将其简化为两自由度集中质量悬臂梁(见图 2),采用两阶振动模态近似研究叶片的振动响应。假设摩擦接触点和激振力作用点处位移分别为 x_1 和 x_2 ,对图 2 所示系统进行受力分析,根据牛顿第二运动定律列出控制方程

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -F(x_1(t)) \\ P_a \cos(\omega t) \end{Bmatrix} \quad (1)$$

式中: m_1 、 m_2 为两自由度等效质量; k_1 、 k_2 为系统刚度; $F(x_1(t))$ 为作用在系统上的微滑移干摩擦力; $P_a \cos(\omega t)$ 为作用在叶片顶部的激振力。

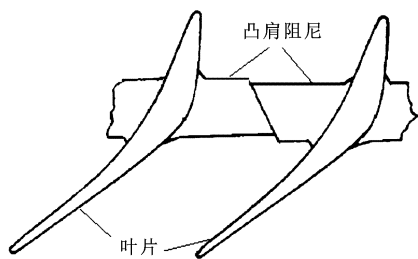


图 1 凸肩阻尼结构叶片示意图

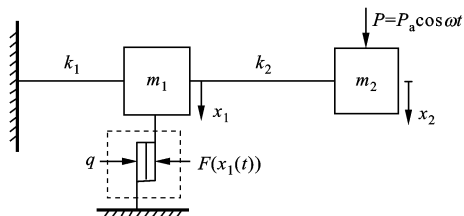


图 2 凸肩叶片两自由度系统简化模型

图 3 是本文用来模化叶片凸肩干摩擦接触的单边微滑移离散模型^[7],该模型用一个压在刚性表面上的矩形板来模拟摩擦阻尼器,矩形板上同时作用有法向分布载荷 q 及阻尼器与叶片的相互作用力 F ,通过相互作用力 F 与阻尼器位移 u 将阻尼器和

HBM 的计算结果曲线较为光滑,AFT 与 4-RK 的计算结果曲线在 $\omega=1\,900\text{ rad/s}$ 附近有局部凸点.这是因为 AFT 和 4-RK 完备地体现了摩擦力的非线性特征对系统振动响应的影响作用,而 HBM 在求解系统方程时对非线性干摩擦力进行了线性化处理,仅保留了非线性力的一阶谐波分量,忽略了非线性项中高阶谐波的影响.

图 7 和图 8 分别绘制了激振力频率 $\omega=2\,200\text{ rad/s}$ 和 $\omega=3\,000\text{ rad/s}$ 时使用上述 3 种计算方法得到的 m_1 处位移与摩擦力滞迟回线.由图 7、图 8 可见,无论摩擦接触面是处于部分滑移状态还是整体滑移状态,使用 AFT 与 4-RK 所描述的摩擦力都十分吻合,而 HBM 对非线性干摩擦力的线性化处理使其计算结果与其他 2 种方法存在较大差异,在

整体滑移状态时尤为明显.为了对 AFT、HBM 和 4-RK 的计算时间和计算精度进行比较,分别记录了激振力频率 $\omega=2\,200\text{ rad/s}$ 和 $\omega=3\,000\text{ rad/s}$ 时系统的响应幅值和计算时间(见表 1),并以 4-RK 的计算结果为参考标准,计算了 3 者的相对误差(见表 2).

在相同的计算条件下采用 3 种计算方法,计算速度由快到慢的次序为:HBM、AFT、4-RK,并且 AFT 和 HBM 的计算速度明显快于 4-RK,计算时间仅相当于 4-RK 的 1/10.这是因为 AFT 和 HBM 无需判断系统何时到达稳态,可直接获得系统的稳态响应,大大缩短了计算时间.以 4-RK 的计算结果作为标准,HBM 的相对误差并不稳定,在共振频率附近较大,AFT 的相对误差小于 HBM 且保持稳定.

表 1 3 种计算方法的计算结果

计算方法	$\omega=2\,200\text{ rad/s}$			$\omega=3\,000\text{ rad/s}$		
	A_1/mm	A_2/mm	计算时间/s	A_1/mm	A_2/mm	计算时间/s
4-RK	0.047 4	0.087 1	17.860	0.012 8	0.028 0	10.187
AFT	0.046 8	0.086 1	1.562	0.012 9	0.027 7	0.375
HBM	0.045 1	0.080 3	0.219	0.012 6	0.027 2	0.219

表 2 计算结果的相对误差

计算方法	$\omega=2\,200\text{ rad/s}$		$\omega=3\,000\text{ rad/s}$	
	A_1 的相对误差/%	A_2 的相对误差/%	A_1 的相对误差/%	A_2 的相对误差/%
AFT	1.258 4	1.200 0	0.834 2	1.312 0
HBM	4.863 1	7.879 9	1.629 5	2.866 7

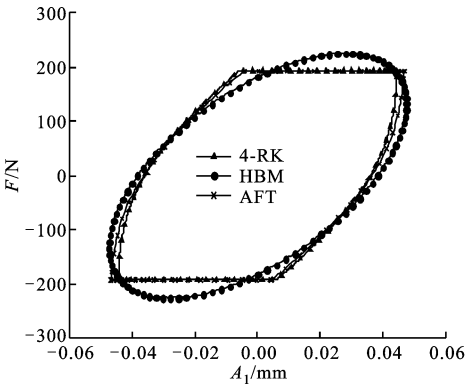


图 7 $\omega=2\,200\text{ rad/s}$ 时 m_1 处的滞迟回线

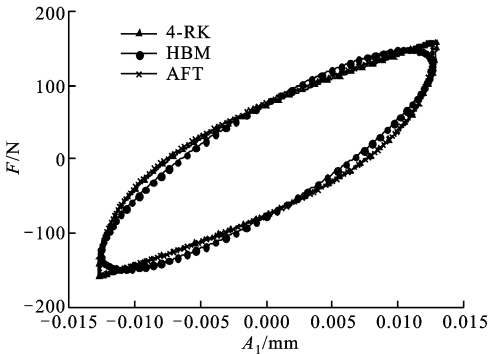


图 8 $\omega=3\,000\text{ rad/s}$ 时 m_1 处的滞迟回线

4 结 论

通过对微滑移干摩擦阻尼叶片系统振动响应的计算分析,以及对 AFT、HBM 和 4-RK 计算精度、计算时间的比较可以看出:AFT 不仅能够考虑到非线性干摩擦力的高次谐波对系统振动响应的影响,弥补了一阶谐波平衡法无法将微滑移模型的准确性体现在动力学分析中的不足,而且无需判断系统何时到达稳态,可直接获得系统的稳态响应,具有很高的计算效率。在本文所选用的参数条件下,AFT 的计算时间与 HBM 相近,仅相当于 4-RK 的 1/10,相对误差不足 HBM 的 1/2 且保持稳定,具有计算时间短、计算精度高的特点。结果表明,AFT 是分析微滑移干摩擦阻尼叶片系统振动响应的一种较好的方法,该方法用多阶谐波描述激振力、非线性干摩擦及振动响应,能够准确地揭示多阶振动系统的复杂非线性动力学特征,而且有效地解决了计算效率与计算精度之间的矛盾。

参考文献:

- [1] MENQ C H, GRIFFIN J H. Friction damping of circular motion and its implications to vibration control [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1991, 113 (2): 225-229.
- [2] WANG J H, CHEN W K. Investigation of the vibration of a blade with friction damper by HBM [J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and*

Power, 1993, 115(4): 294-299.

- [3] 郝燕平, 朱梓根. 带摩擦阻尼的叶片响应求解方法 [J]. *航空学报*, 2001, 22(5): 411-414.
HAO Yanping, ZHU Zigen. New method to resolve vibratory response of blades with friction damping [J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2001, 22(5): 411-414.
- [4] CHEN J J, MENQ C H. Periodic response of blades having three-dimensional nonlinear shroud constraints [J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2001, 123: 901-909.
- [5] MENQ C H, BIELAK J, GRIFFIN J H. The Influence of microslip on vibratory response: a new theoretical model [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1986, 107(2): 279-293.
- [6] CIGEROGLU E, LU W, MENQ C H. One-dimensional dynamic microslip friction model [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 292(3/5): 881-898.
- [7] CSABA G. Modeling microslip friction damping and its influence on turbine blade vibrations [D]. Linköping, Sweden: Linköping University. Department of Mechanical Engineering, 1998.
- [8] CAMERON T M, GRIFFIN J H. An alternating frequency/time domain method for calculating the steady-state response of nonlinear dynamics systems [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1989, 56(3): 149-154.

(编辑 王焕雪)

[本刊相关文献链接]

松装叶片燕尾型叶根干摩擦力模型及振动响应分析. *西安交通大学学报*, 2009, 43(7): 1-5.
微滑移阻尼叶片最优正压力的影响因素分析. *西安交通大学学报*, 2008, 42(7): 828-832.
离心压缩机叶轮叶片疲劳断裂故障的数值分析. *西安交通大学学报*, 2008, 42(11): 1336-1339.
基于微动滑移模型的叶片阻尼结构参数研究. *西安交通大学学报*, 2007, 41(5): 507-511.
圆筒表面椭圆裂纹应力强度因子的数值研究. *西安交通大学学报*, 2009, 43(7): 63-68.
分数阶阻尼 Duffing 系统的非线性动力学特性. *西安交通大学学报*, 2009, 43(3): 50-54.
三维流体诱发振动的理论模型与数值模拟. *西安交通大学学报*, 2007, 41(5): 512-516.