

文章编号: 1000-8055(2005) 02-0255-07

用传递矩阵法分析缘板干摩擦 阻尼叶片的减振

李全通, 廖明夫

(西北工业大学 旋转机械与风能装置测控研究所, 陕西 西安 710072)

摘要: 针对在叶片缘板部位设置干摩擦阻尼块后的叶片减振效果问题, 进行理论模型简化后, 利用传递矩阵法进行分析计算。为了验证传递矩阵法的计算结果, 利用 ANSYS 有限元程序对缘板干摩擦阻尼叶片减振进行计算。两种计算方法所得结果基本一致, 说明适合于链状结构系统的传递矩阵法可以成功应于板状结构系统, 且算法与结果均正确。

关键词: 航空、航天推进系统; 叶片; 缘板; 摩擦; 阻尼; 振动

中图分类号: V 231. 92

文献标识码: A

Study of Vibration Damping with Dry Friction Snubber on Blade Platform

LI Quan-tong, LIAO Ming-fu

(Institute of Monitoring and Control for Rotating Machinery and Windturbings,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: A simplified method using transfer matrix method was applied to the analysis and calculation of the vibration damping effect induced by dry friction snubber on the blade platform. To validate the calculated results of the transfer matrix method, the finite element method ANSYS was used to calculate blade vibration with dry friction damper on the platform. The calculated results of the two methods are basically consistent, which demonstrates that the transfer matrix method suitable for chain-construction-system can also be applied to the plate-construction-system.

Key words: aerospace propulsion system; blade; platform; dry friction; damp; vibration

叶片减振一直是航空发动机设计、研制和使用中需要解决的难题之一。为了减小叶片振动、避免叶片共振发生, 目前发动机叶片上都采用各种减振结构, 这些措施在叶片减振上起到一定作用, 但总存在着这样或者那样的不足。给叶片引入外加阻尼对其减振是个好办法, 即在叶片缘板下加装干摩擦阻尼块是一种广泛采用的减振方式^[1~3], 其结构如

图1所示, 在轮盘与相邻叶片缘板之间的空隙中设置金属阻尼质量块。发动机工作时, 在离心力的作用下, 阻尼块紧压在叶片缘板下面; 叶片振动时缘板与阻尼块相对运动, 在相邻叶片的缘板与阻尼块之间产生干摩擦阻尼; 消耗叶片的振动能量从而减小叶片振动。实际使用经验表明利用干摩擦阻尼对叶片减振是一种切实可行、简单有效的方法。二十

收稿日期: 2004- 02- 26; 修订日期: 2004- 05- 26

作者简介: 李全通(1963-), 男, 陕西武功人, 空军工程大学工程学院副教授, 西北工业大学旋转机械与风能装置测控研究所博士

© 1994-2010 China Academic Electronic Publishing House. All rights reserved. <http://www.cnki.net>

多年来,许多研究人员在这一领域进行了大量的理论、试验研究工作,应用多种非线性方法对带阻尼块叶片的振动响应特性进行分析,为结构实现、阻尼块的最优设计提供了一些理论依据^[4~6]。但这些研究主要放在叶片与干摩擦阻尼块的接触部位,反映叶片特定部位的振动情况,没有反映整个叶片的振动情况。其原因在于都是将结构简化成如图2所示的叶片—阻尼器结构模型,即集中质量的单自由度模型或多自由度模型,只能反映出集中质量处的振动量。

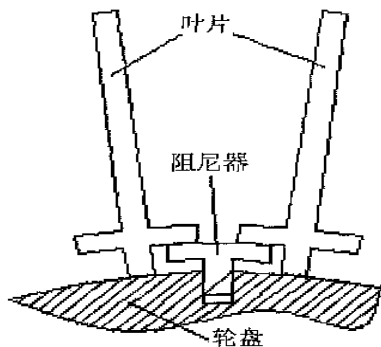


图1 带缘板干摩擦阻尼器的叶片结构

Fig. 1 Blade structure with dry friction damper on platform

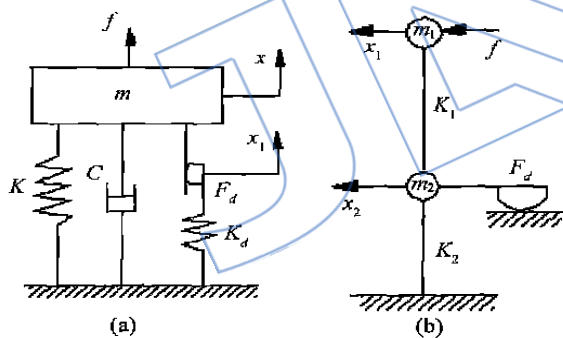


图2 集中质量的单自由度模型(a)和多自由度模型(b)

Fig. 2 Single-free-degree model (a) and multi-free-degrees model with mass (b)

从整个叶片上看干摩擦阻尼器对叶片的减振效果如何?本文在将干摩擦阻尼等效为粘性阻尼的基础上,进行模型简化并划分单元后,采用传递矩阵法对整个叶片的振动情况进行分析计算。为了验证传递矩阵法的计算结果,利用ANSYS有限元程序对叶片连同缘板干摩擦阻尼块一起进行网格划分,直接按接触问题处理,对整体结构振动情况进行计算。

1 用传递矩阵法^[7]计算叶片振动

传递矩阵法是一种适合于计算链状结构系统的固有频率、模态和振动量的特殊方法。如轴上带多个转盘的扭振系统或带多个集中质量的梁都是链状结构。传递矩阵法要求将链状结构划分为一系列单元,把对全系统的计算分解成阶数很低的各单元的计算,然后加以综合。

1.1 模型简化

取图1中一个叶片进行研究。为了便于分析,采用平板型模型叶片,忽略实际叶片截面沿叶片长度方向的扭转以及沿叶片宽度方向弯度。叶片结构尺寸为:叶长150 mm、叶宽60 mm、叶片厚度5 mm;叶片伸根长30 mm、宽60 mm、厚7 mm;缘板长27 mm、宽60 mm、厚5 mm。材料为45号钢。考虑叶片各截面上几何结构参数(尺寸、惯性矩等)、动力特性参数(转动惯量、惯性质量等)后,将叶片结构划分为41个单元,组成链状系统。

叶片缘板与阻尼块之间的干摩擦阻尼力为非线性阻尼力,在计算时为了便于分析将其线性化,即简化为等效线性粘性阻尼。等效的原则是干摩擦阻尼在振动的一个周期内耗散能量等于等效粘性阻尼在同一个周期内耗散能量。与阻尼块接触的叶片缘板处的振动为简谐振动,可推导出等效粘性阻尼^[8]系数:

$$c = 4\mu F_N / \pi\omega A \quad (1)$$

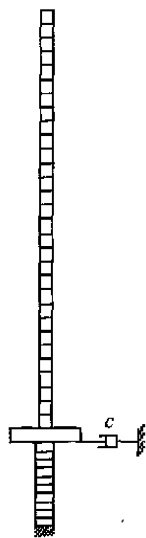


图3 用传递矩阵法计算时的结构模型

Fig. 3 Structure model using transfer matrix method calculation

式中: c 为等效粘性阻尼系数; μ 为动摩擦系数; F_N 为正压力; ω 为振动角频率; A 与阻尼块接触处叶片缘板的振动幅值。

对于带缘板干摩擦阻尼块的模型叶片的振动情况, 经过模型简化后, 用传递矩阵法计算时的结构模型如图 3。

1.2 传递矩阵

在上述系统中, 有 3 种单元形式: 第一种单元是具有质量或转动惯量的站, 第二种是只有刚性(弯曲刚性、扭转刚性)而无惯性质量的段, 第三种是具有粘性阻尼的站。因此传递矩阵有 3 种形式:

(1) 站的传递矩阵:

$$\begin{Bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \\ \theta_r \\ M_T \\ 1 \end{Bmatrix}_{i+1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & M_{i0} \\ \omega^2 m_i & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & Q_{i0} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\omega^2 J_i & 1 & M_{Ti0} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i \begin{Bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \\ \theta_r \\ M_T \\ 1 \end{Bmatrix}_i = Z_i \begin{Bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \\ \theta_r \\ M_T \\ 1 \end{Bmatrix}_i \tag{2}$$

式中: y 为弯曲挠度; θ 为转角; M 为弯矩; Q 为剪切力; θ_r 为扭角; M_T 为扭矩; m_i 为 i 站等效质量; ω 为弯曲或扭转振动角频率; J_i 为 i 站等效转动惯量; M_{i0} 为 i 站外加弯矩; Q_{i0} 为 i 站外加作用力; M_{Ti0} 为 i 站外加扭矩。

(2) 段的传递矩阵

$$\begin{Bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \\ \theta_r \\ M_T \\ 1 \end{Bmatrix}_{i+1} = \begin{bmatrix} 1 & l_i & (1/2)f_i l_i & (1/6)f_i l_i^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & f_i & (1/2)f_i l_i & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l_i & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1/k_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i \begin{Bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \\ \theta_r \\ M_T \\ 1 \end{Bmatrix}_i = D_i \begin{Bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \\ \theta_r \\ M_T \\ 1 \end{Bmatrix}_i \tag{3}$$

式中: $f_i = l_i / EI_i$; $k_i = GI_{Pi} / l_i$; l_i 为 i 段长度; E_i 为 i 段弹性模量; I_i 为 i 段截面惯性矩; G_i 为 i 段剪切模量; I_{Pi} 为 i 段截面的极惯性矩。

(3) 有阻尼站的传递矩阵

$$\begin{Bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \\ \theta_r \\ M_T \\ 1 \end{Bmatrix}_{i+1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & M_{i0} \\ \omega^2 m_i - i\omega c & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & Q_{i0} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\omega^2 J_i + i\omega c_T & 1 & M_{Ti0} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i \begin{Bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \\ \theta_r \\ M_T \\ 1 \end{Bmatrix}_i \tag{4}$$

式中: c 为平动时的等效粘性阻尼系数; c_T 为扭转时的等效粘性阻尼系数。

1.3 矩阵传递与代入边界条件求解

从第一站开始传递到最后一站, 有:

$$\begin{Bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \\ \theta_r \\ M_T \\ 1 \end{Bmatrix}_n = Z_n D_{n-1} Z_{n-1} \cdots D_{k+1} Z_{k+1} D_k Z_k D_{k-1} Z_{k-1} \cdots D_1 Z_1 \begin{Bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \\ \theta_r \\ M_T \\ 1 \end{Bmatrix}_1 \tag{5}$$

边界条件: 在第一站(起始端、叶尖处)为自由端: $M_1=0; Q_1=0; M_{T1}=0$; 在最后站(终了端、叶根处)为固定端: $y_n=0; \theta_n=0; \theta_{r_n}=0$ 。代入(5)式, 求出第一站的状态参数: y_1, θ_1 和 θ_{r1} ; 再根据矩阵传递按照(6)式, 可确定各个站的状态参数:

$$\begin{Bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \\ \theta_r \\ M_T \\ 1 \end{Bmatrix}_i = D_i Z_i \cdots D_1 Z_1 \begin{Bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \\ \theta_r \\ M_T \\ 1 \end{Bmatrix}_1 \tag{6}$$

1.4 传递矩阵法计算干摩擦阻尼叶片振动的程序框图

利用Matlab 语言编制传递矩阵法计算干摩擦阻尼叶片振动的程序, 其程序流程如图 4 所示。

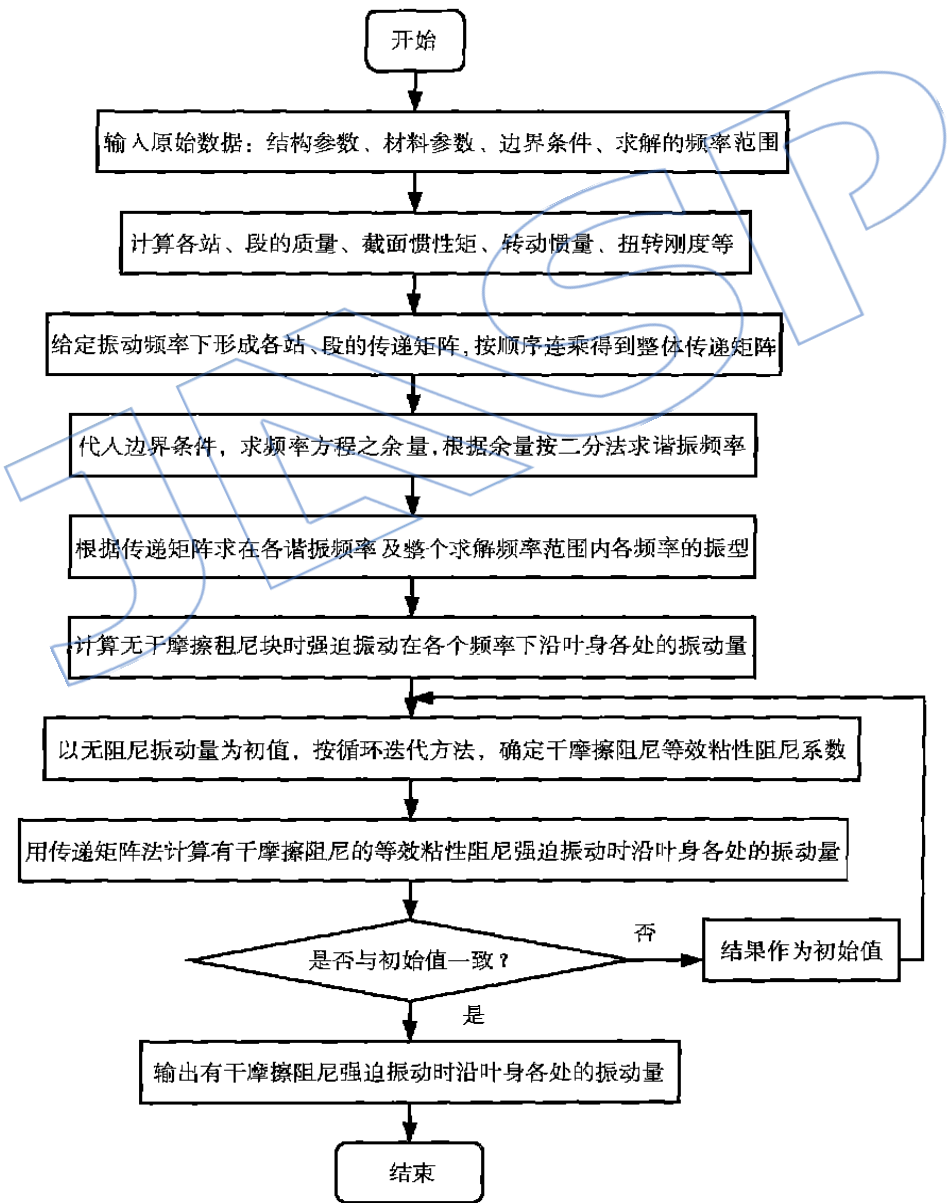


图4 传递矩阵法计算程序流程图

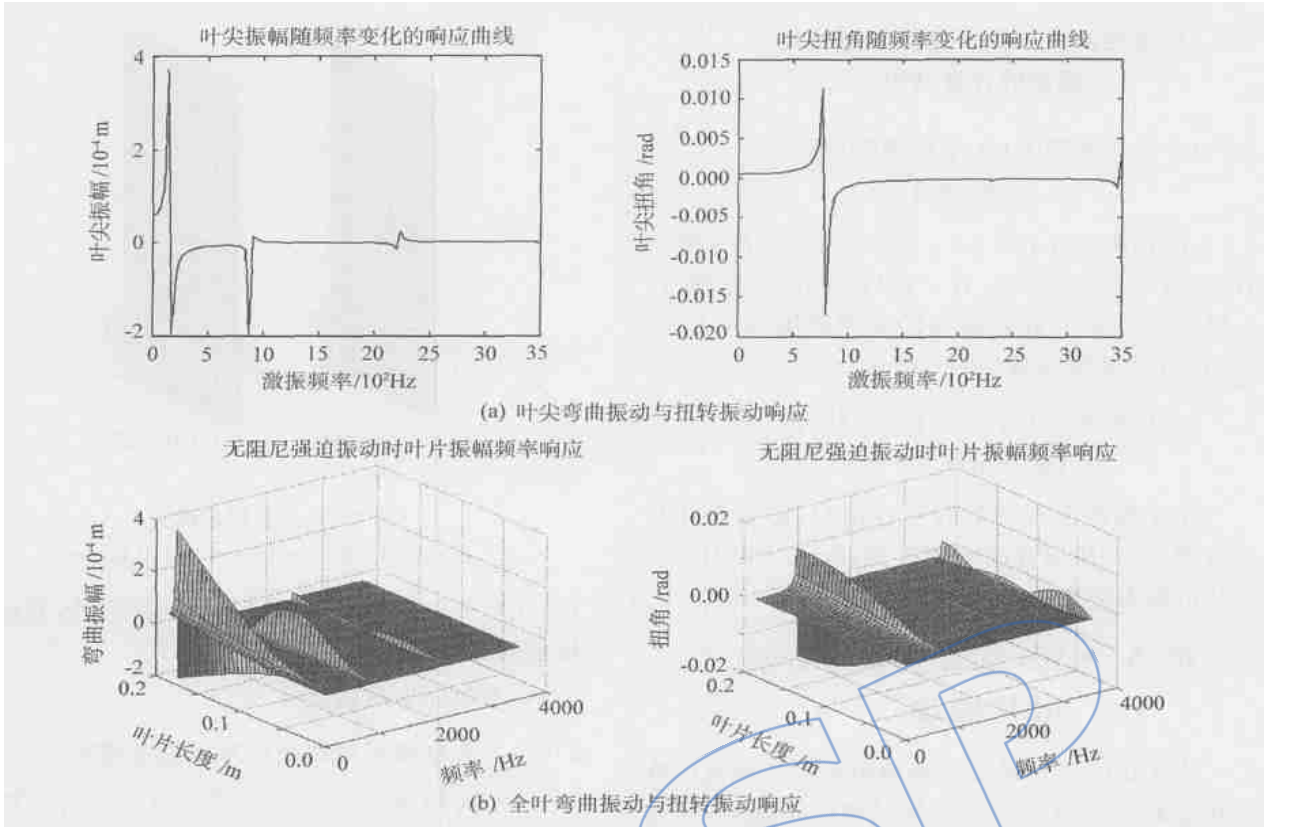


图 5 无干摩擦阻尼块时叶片的振动情况

Fig.5 Blade vibration state without dry friction damper

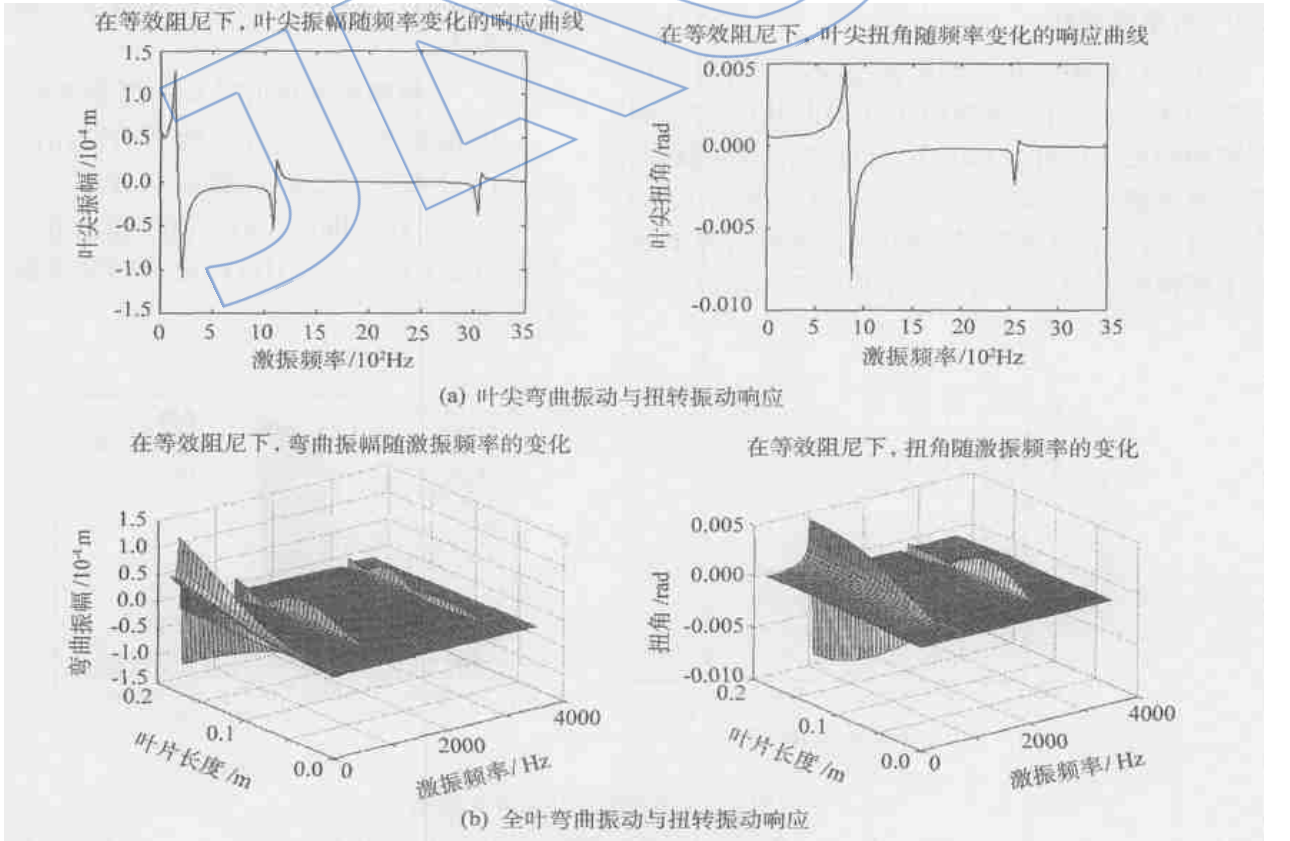


图 6 有干摩擦阻尼块时叶片的振动情况

Fig.6 Blade vibration state with dry friction damper

1.5 传递矩阵法计算干摩擦阻尼叶片振动的计算结果

1.5.1 未施加阻尼(无干摩擦阻尼块)时的振动情况

谐振频率: 153.9(一弯); 792.25(一扭); 878.36(二弯); 2 227.1(三弯); 2 298.3(二扭); 3 491.7(三扭)。在所研究的频率范围(0~3 500 Hz)内叶片的振动量如图5所示。

1.5.2 施加阻尼(有干摩擦阻尼块)时的振动情况

把干摩擦阻尼等效为粘性阻尼, 施加于叶片缘板部位, 在所研究的频率范围(0~3 500 Hz)内叶片的振动量如图6所示。

2 用 ANSYS 有限元程序计算叶片振动

为了说明用于缘板干摩擦阻尼叶片减振计算的传递矩阵法以及验证计算结果的正确性, 利用 ANSYS 有限元程序对缘板干摩擦阻尼叶片的振动情况进行计算。

2.1 有限元网格

用于计算的叶片有限元模型如图7所示。用三维固体单元, 对无摩擦阻尼块的叶片(图7a)和有摩擦阻尼块的叶片(图7b)分别进行网格划分。把无摩擦阻尼块的叶片划分为550个单元1 034个节点。对于有摩擦阻尼块的叶片, 把叶片及其缘板干摩擦阻尼块划分为572个单元1 078个节

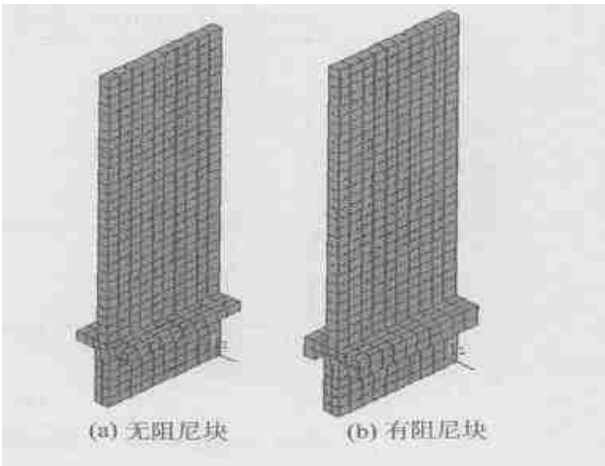


图7 叶片有限元模型
Fig. 7 Finitiy element model of blade

点; 在叶片缘板与干摩擦阻尼块的结合处, 直接按接触问题处理。

2.2 有限元计算结果

2.2.1 无摩擦阻尼块时叶片的振动情况

谐振频率: 156.36(一弯); 875.72(一扭); 892.46(二弯); 1 476.3(横向一弯); 2 259.2(三弯); 2 686.9(二扭); 4 158.4(三扭)。在所研究的频率范围(0~3 500 Hz)内叶片的叶尖振动量如图8所示。

2.2.2 有摩擦阻尼块时叶片的振动情况

谐振频率: 170.74(一弯); 944.70(一扭); 1 033.1(二弯); 1 539.2(横向一弯); 2 777.1(三弯); 2 999.3(二扭); 5 517.8(三扭)。在所研究的频率范围(0~3 500 Hz)内叶片的叶尖振动量如图9所示。

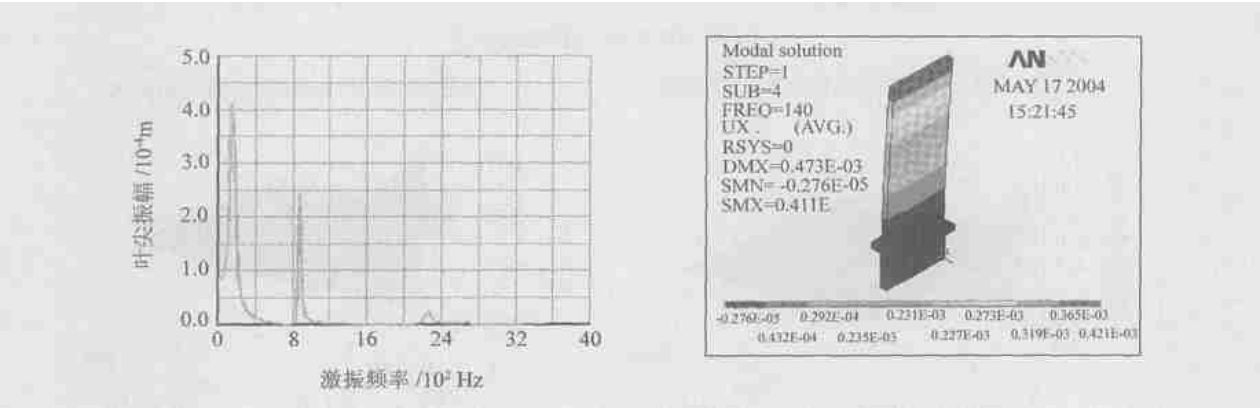


图8 无摩擦阻尼块时叶片振动
Fig. 8 Blade vibration without dry friction damper

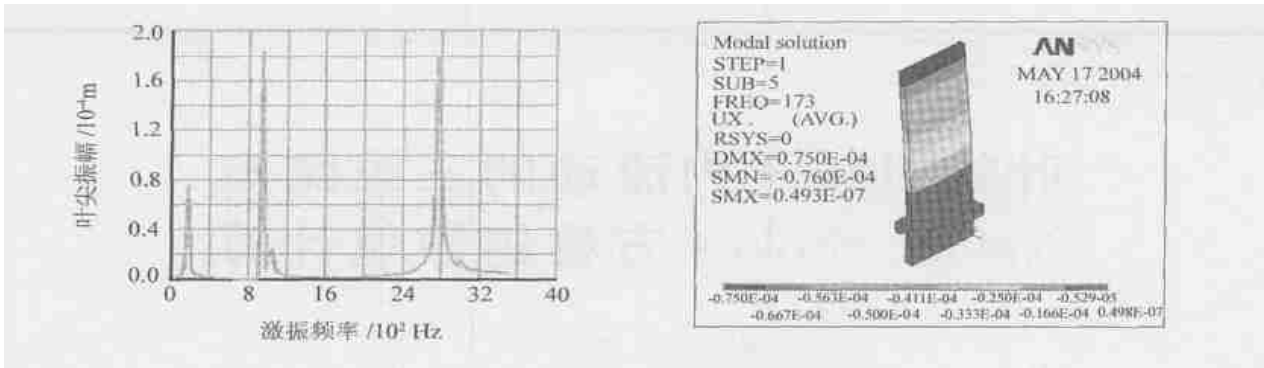


图9 有摩擦阻尼块时叶片的振动

Fig. 9 Blade vibration with dry friction damper

3 结 论

比较传递矩阵法与有限元的计算结果可知,无论是振动模态分析时计算谐振频率,还是在动态响应分析中计算叶片的振动量,两者基本一致,说明把用于链状结构系统的传递矩阵法引入到板状结构的叶片振动计算,这种思路正确、计算方法正确、计算结果正确;传递矩阵法计算方法简单、计算工作量小、耗费机时少;而有限元计算方法相对复杂、工作量大、耗费机时多。同一问题用传递矩阵法计算仅需 10 min 的话,用有限元方法计算需要 30 几小时。与其它模型的计算方法^[1~6]相比,采用传递矩阵法可以反映出整个叶片的振动情况。从传递矩阵法计算结果图5和图6、有限元计算结果图8和图9,可以看出,施加干摩擦阻尼块对叶片的减振效果明显,最好时可使叶片振动量减小近一半。缘板干摩擦阻尼叶片减振效果需要进一步进行实验验证。

本文针对平板型叶片利用传递矩阵法研究了有、无缘板干摩擦阻尼情况下的振动情况,未考虑实际叶片沿叶片宽度方向的弯度以及沿叶高方向的扭转。一般来说,对于平板叶片可以很方便地采用传递矩阵法进行分析计算。从理论上讲,对于具有弯度和扭转的实际叶片,只要在其离散模型中算出各段的集中质量、集中转动惯量、等效抗弯刚度、等效抗扭刚度,也能利用传递矩阵法计算分析。只是相对于平板叶片而言,实际叶片离散模型中这些参数的确定困难一些,尚需进一步研究。以后还要采用传递矩阵法对干摩擦阻尼(不同的结构及参

数)对减振的有效性进行深入的定量研究分析。

参考文献:

[1] Griffin J H, Sinha A. The Interaction Between Mistuning and Friction in the Forced Response of Bladed Disk Assemblies [J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1985, 107: 205~211.

[2] Sinha A, Griffin J H. Effects of Friction Dampers on Aerodynamically Unstable Rotor Stages [J]. *AIAA Journal*, 1985, 23(2): 262~270.

[3] Gabor Csaba. Linköping Studies in Science and Technology [R]. Dissertation No. 519 Modelling Microslip Friction Damping and Influence on Turbine Blade Vibrations Division of Machine Design Department of Mechanical Engineering Linköping University, S- 581 83 Linköping Sweden.

[4] Srinivasan A V, Cutts D G. Dry Friction Damping Mechanisms in Engine Blades [J]. *ASME Journal of Engineering for Power, Engineering for Power*, 1983, 105: 332~341.

[5] Ferri A A, Heck B S. Vibration Analysis of Dry Friction Damped Turbine Blades Using Singular Perturbation Theory [J]. *Journal of vibration and Acoustics*, 1998, 120(2): 588~595.

[6] 单颖春, 郝燕平. 干摩擦阻尼块在叶片减振方面的应用与发展 [J]. *航空动力学报*, 2001, 16(3): 218~223.

SHAN Ying-chun, HAO Yan-ping. Application and Development of Platform Friction Damper for Depressing Resonant Vibration of Blades [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2001, 16(3): 218~223.

[7] 刘延柱, 陈文良, 陈力群. 振动力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.

[8] 陈予恕. 非线性振动 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.