

## 带缘板阻尼块涡轮叶片减振特性研究

漆文凯 张云娟

(江苏省航空动力系统重点实验室,南京航空航天大学,南京,210016)

**摘要:**以某型带缘板阻尼块涡轮叶片为对象,采用二维整体-局部统一滑动模型,编制涡轮叶片振动响应分析程序。在此基础上系统地计算不同参数时带缘板阻尼块叶片的振动响应,分析了正压力、外激励对减振效果的影响。算例分析表明:同一外激励下,存在一最佳正压力可以使系统减振效果比较好;正压力不变时,外激励幅值大小的变化对叶片减振效果有较大影响;另外阻尼块对叶片起到调频作用。

**关键词:**缘板阻尼块;涡轮叶片;干摩擦;阻尼;减振

**中图分类号:**V232.4 **文献标志码:**A **文章编号:**1005-2615(2014)02-0280-05

## Reduced Vibration Characteristics of Turbine Blade with Platform Damper

Qi Wenkai, Zhang Yunjuan

(Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power Systems, Nanjing University of  
Aeronautics & Astronautics, Nanjing, 210016, China)

**Abstract:** The vibration response analysis program of a turbine blade is developed by using the two-dimensional macro-micro slip model. The influence factors of reducing the vibration response, such as the normal force and the exciting force, are achieved by calculating example. The results show that at the same exciting force, there is a normal force which makes the response decrease effectively. The exciting force is important to reduce the vibration response of dry friction damping. In addition, introducing the friction damper can also modulate the natural frequency of the blade system.

**Key words:** platform damper; turbine blade; dry friction; damp; reduced vibration

在航空发动机中,由于气流力的存在叶片容易产生强迫振动,叶片在大的振动应力下常常发生疲劳失效或断裂故障,为了避免故障的发生,工程上常常通过增加干摩擦阻尼来减小叶片的振动。到目前为止,这种干摩擦阻尼减振结构在发动机、压气机、涡轮等结构上均已得到应用,但其理论计算模型尚未成熟。文献[1]研究带缘板阻尼块叶片的响应时,给出了接触面发生一维切向运动时摩擦力与接触点相对位移之间的关系,并给出了接触点做圆运动时摩擦力的解析解。文献[2~6]将接触点简化为椭圆运动研究了摩擦力的特点,并针对叶片的凸肩结构,建立了接触点做二维运动时摩擦力与相对位移之间的数学关系。文献[3]提出了一种通过跟踪触点运动轨迹,得到界面约束力的二维干

摩擦接触模型。文献[7]在其基础上考虑了界面沿法向的相对运动,发展了一种三维干摩擦接触模型。文献[8]综合考虑干摩擦阻尼块黏滞状态和整体滑动状态,建立了二维整体-局部统一滑动模型。文献[9]在干摩擦接触面间引入弹性剪切层来模拟干摩擦接触,考虑摩擦接触界面在振动过程中可能经历完全黏滞、局部滑移和完全滑移 3 个阶段,提出一种改良的微滑移摩擦阻尼模型。文献[10]对带冠叶片摩擦减振特性进行了研究,分析了叶冠接触面法向接触刚度和切向接触刚度对计算结果的影响,得出正压力、激励、激励相位差及叶冠接触角对减振效果的影响规律。由于其建立的界面摩擦模型的限制,对于带冠叶片减振特性的研究仅限于一维接触运动模型。文献[11,12]基于单边微滑移

解析模型,建立了阻尼器干摩擦力的本构关系,采用等效刚度和等效阻尼对干摩擦力的非线性特征进行了线性化处理,引入干摩擦阻尼因子度量干摩擦阻尼效果,采用谐波平衡法对简化的带阻尼器叶片系统进行了强迫振动响应分析。文献[13]建立了带平行冠叶片的 Sgn 干摩擦阻尼模型,将叶冠接触面之间的干摩擦力转换为等效刚度和等效阻尼。文献[14]通过谐波平衡法建立了具有间隙的冠间接触碰撞的等效弹簧-干摩擦阻尼力学模型,得到表征汽轮机带冠叶片主要危险振型的三自由度集总参数模型,应用龙格-库塔法求解自带冠叶片的振动响应,并分析了冠间间隙、冠间接触角和冠间法向接触刚度对碰撞减振效果的影响。上述这些研究工作多数是以平板型叶片为对象,而实际工程应用中的叶片均不是平板型的,本文采用文献[8]中的二维整体-局部统一滑动模型,结合 C++ 程序语言和通用 Ansys 软件,对某型真实带缘板阻尼块叶片进行分析。

## 1 二维运动模型

文中采用二维整体-局部统一滑动模型,综合考虑干摩擦阻尼器粘滞状态和整体滑动状态,二维运动模型如图 1 所示,接触表面存在  $x$  和  $y$  两个方向的滑动,分别计算  $x$  和  $y$  方向的阻尼特性,然后叠加,即构成了二维运动轨迹的模型。假设摩擦表面为刚性表面和平板,平板受法向载荷  $q(x, y)$  和外力  $F$  作用。平板的弹性模量为  $E$ ,  $yz$  平面的横截面面积为  $A_1$ ,  $xz$  平面的横截面面积  $A_2$ ,  $x$  方向平板的长度为  $l$ ,  $y$  方向平板的长度为  $h$ ,摩擦系数  $\mu$  在接触区域假定为常数。

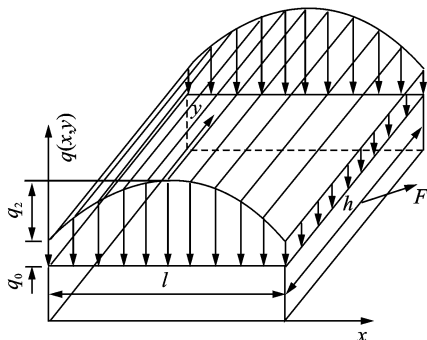


图 1 二维运动模型

Fig. 1 2-D motion model

二维整体-局部统一滑动模型的力与位移迟滞曲线如图 2 所示。采用能量法和一阶谐波平衡法计算出等效阻尼和等效刚度。

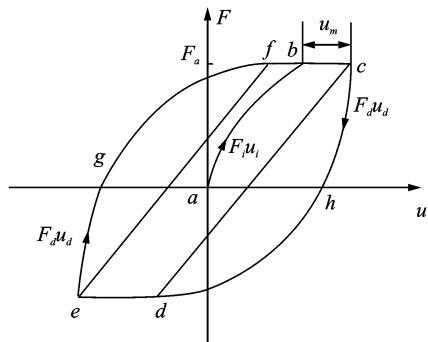


图 2 二维整体-局部统一滑动模型的力与位移迟滞曲线

Fig. 2 Hysteretic curve of friction force vs displacement in 2-D macro-micro slip model

$x$  方向:

系统阻尼功为

$$W(\Delta_{ax}) = \frac{2\mu^2 l^3 \Delta_{ax}^3}{3EA_1} \left[ q_1^2 + \left( 4\Delta_{ax} - \frac{14}{5}\Delta_{ax}^2 \right) q_1 q_2 + \left( \left( \frac{8}{7}\Delta_{ax}^4 - 4\Delta_{ax}^3 + \frac{16}{5}\Delta_{ax}^2 \right) q_2^2 \right] + 4\mu_d N_x (u_x - u_{ax}) \quad (1)$$

式中:  $\Delta_{ax} = \frac{\delta_{ax}}{l}$ ,  $\delta_{ax}$  为力幅对应的滑动长度。

等效阻尼系数为

$$c_{eqx} = \frac{w(\Delta_{ax})}{\pi\omega u_x^2} \quad (2)$$

式中:  $\omega$  为外激励的激振频率。

等效刚度为

$$k_{eqx} = \frac{K_{dx}}{\pi} \left( \beta_x - \frac{1}{2} \sin 2\beta_x \right) \quad (3)$$

式中:  $\beta_x = \arccos\left(\frac{u_x - 2u_{ax}}{u_x}\right)$ ,  $u_{ax}$  为平板发生整体滑动时的临界位移;  $K_{dx}$  为切向接触刚度。

$y$  方向:

系统阻尼功为

$$W(\Delta_{ay}) = \frac{2\mu^2 l^3 \Delta_{ay}^2}{3EA_2} \left( q_1 + \frac{2}{3} q_2 \right)^2 + 4\mu N_y (u_y - u_{ay}) \quad (4)$$

等效阻尼系数为

$$c_{eqy} = \frac{W(\Delta_{ay})}{\pi\omega u_y^2} \quad (5)$$

等效刚度为

$$k_{eqy} = \frac{k_{dy}}{\pi} \left( \beta_y - \frac{1}{2} \sin 2\beta_y \right) \quad (6)$$

式中:  $\beta_y = \arccos\left(\frac{u_y - 2u_{ay}}{u_y}\right)$ 。

## 2 计算模型的建立

### 2.1 有限元模型

带缘板阻尼块叶片的有限元模型如图 3 所示,

叶片内部含有冷却槽,在分析过程中考虑了热应力。叶片采用 Solid185 单元分网,共分 252 654 个单元。阻尼片材料的密度为  $8\ 230\ \text{kg/m}^3$ ,弹性模量为  $1.648 \times 10^{11}\ \text{Pa}$ ,摩擦系数为 0.33。在相邻叶片缘板底部建立自定义单元 MATRIX27(如图 3 中红色线所示),MATRIX27 单元代表一种任意的单元,单元的几何特性无定义,但其弹性运动学响应可用刚度、阻尼或者质量系数来指定,此模型中用来模拟缘板与阻尼片接触面上的切向等效刚度和切向等效阻尼。两叶片的根部固支,激励施加在叶身靠近叶尖处,使叶片产生弯曲的振动效果,叶片振动响应点取在叶尖。阻尼块长度为 39 mm,宽度为 7.9 mm。分别选取阻尼块厚度参数为 0.2, 0.3, 0.4, 0.5 和 0.6 mm,计算出在转速为 11 000 r/min 下对应的阻尼块上的正压力为 178.95, 268.425, 357.90, 447.375 和 536.85 N。

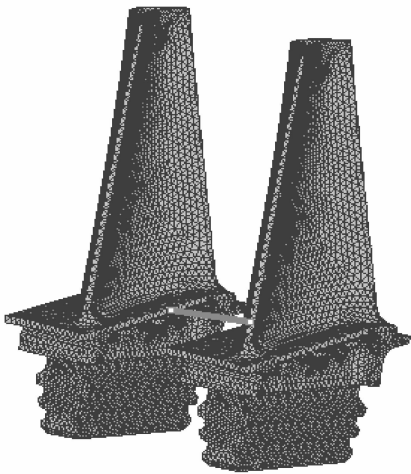


图 3 涡轮叶片有限元模型

Fig. 3 Finite element model of turbine blade with platform damper

## 2.2 计算程序流程图

涡轮叶片振动响应分析程序的结构图如图 4 所示。

## 3 计算结果及分析

文中共计算 15 种状态,得出每种状态下叶片的幅频曲线、等效阻尼和等效刚度的变化曲线。图表中所给出的振幅是相对值  $\bar{x} = x/x_0$ ,即为有阻尼时叶片共振幅值与无阻尼时共振幅值的比值。

### 3.1 相同外激励不同正压力下的计算结果及分析

在同一外激励  $F$  下,相对共振幅值、等效刚度和等效阻尼随正压力变化的结果如图 5~7 所示。

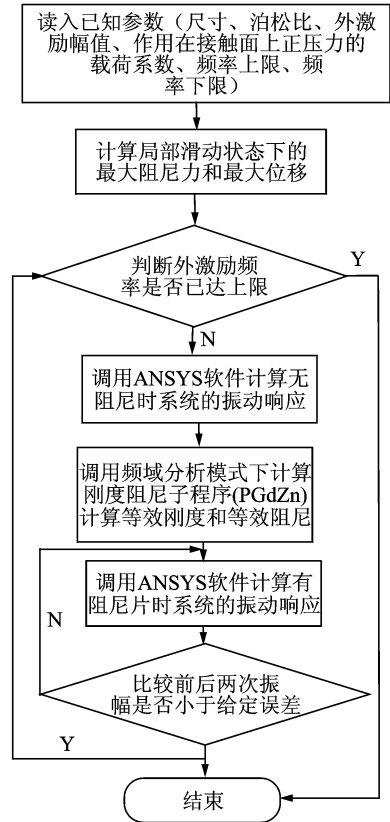


图 4 涡轮叶片振动响应分析程序流程图

Fig. 4 Flowchart of analysis program of turbine blade vibration response

其中正压力用  $P$  表示。

图 5 中的相对共振幅值随着正压力的变化,先减小再增大,而图 6 中等效刚度和图 7 中等效阻尼均随着正压力的增大而增大,由此总结得到以下规律:同一外激励下,存在一最佳正压力(即最佳阻尼块厚度)可以使系统共振幅值最小,在不同的外激励下减振效果最好的阻尼片厚度值也不同;随着正

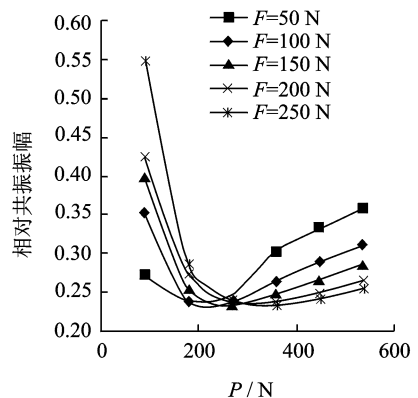


图 5 相对共振幅值随正压力变化的结果

Fig. 5  $\bar{x}$  vs.  $P$  curve

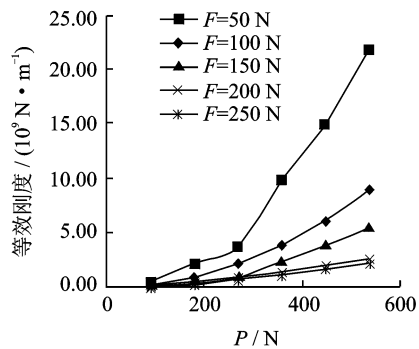


图 6 等效刚度随正压力变化的结果

Fig. 6 Equivalent stiffness vs.  $P$  curve

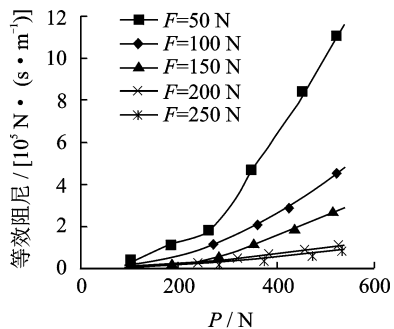


图 7 等效阻尼随正压力变化的结果

Fig. 7 Equivalent damping vs.  $P$  curve

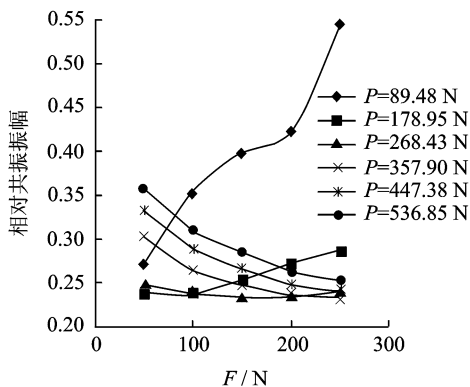


图 8 相对共振幅值随激励变化的结果

Fig. 8  $\bar{x}$  vs.  $F$  curve

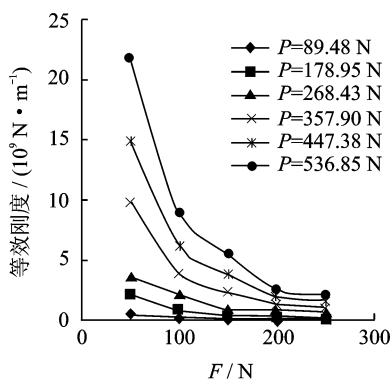


图 9 等效刚度随激励变化的结果

Fig. 9 Equivalent stiffness vs.  $F$  curve

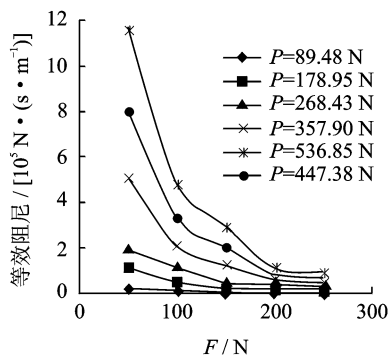


图 10 等效阻尼随激励变化的结果

Fig. 10 Equivalent damping vs.  $F$  curve

压力的增加,共振频率发生一定程度的偏移,趋势为增大;阻尼片的等效刚度和等效阻尼随正压力增加而增加,这是由于阻尼片的减振效果是等效刚度和等效阻尼共同作用的结果,所以单独的等效阻尼曲线和等效刚度曲线并不一定存在峰值。对于文中所研究的叶片,当外激励为 50 和 100 N 时,最佳正压力为 178.95 N (即最佳阻尼片厚度为 0.2 mm),而当外激励为 150 N 时,最佳正压力为 268.43 N (即最佳阻尼片厚度为 0.3 mm);在目前给定的激励水平下,激励越大,最佳正压力取值越大,即所需阻尼片的厚度越大;共振频率偏移在 0.1%~5% 之间。

### 3.2 相同正压力下的计算结果及分析

同一正压力  $P$  下(即同一厚度的阻尼片),相对共振幅值、等效刚度和等效阻尼随激励变化的结果如图 8~10 所示。

由图可以总结得到以下规律:对于文中研究的叶片,在同一正压力下,阻尼片的等效刚度和等效阻尼随外激励增加而减小;在正压力恒定的情况下,共振幅值的变化具有单调性。

## 4 结束语

本文在编制涡轮叶片振动响应分析程序的基础上,结合 Ansys 通用有限元分析软件,对某型带缘板阻尼块的叶片模型进行了算例分析。计算结果表明:在同一外激励下,存在一最佳正压力可以使系统共振幅值最小,且随着正压力的增加,共振频率发生一定程度的偏移,趋势为增大。另外,阻

尼片的等效刚度和等效阻尼随正压力增加而增加;而在同一正压力下,阻尼片的等效刚度和等效阻尼随外激励增加而减小;在目前给定的激励水平下,激励越大,最佳正压力取值越大。也就是说,阻尼块上压力取适当值时,可以使系统共振幅值最小,达到较好减振效果。同时引入阻尼块对叶片还起到调频作用,也可以起到使激振频率避开共振频率的作用,减小振动幅值。

### 参考文献:

- [1] Griffin J H. Friction damping of resonant stresses in gas turbine engine airfoils[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1980(102): 329-333.
- [2] Menq C H, Chidamparam P. Friction damping of two-dimensional motion and application in vibration control [J]. Journal of Sound and Vibration, 1991(144): 427-447.
- [3] Sanliturk K Y, Ewins D J. Modelling two-dimensional friction contact and its application using harmonic balance method[J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 193(2): 511-523.
- [4] Ender Cigeroglu, Ning An, Menq C H. Forced response prediction of constrained and unconstrained structures coupled through frictional contacts [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010(131): 1225051-022505-11.
- [5] Karapetyan A V. Modelling of frictional forces in the dynamics of a sphere on a plane [J]. Journal of Applied Mathematics and Mechanics, 2010(74): 380-383.
- [6] Hamon P, Gautier M, Garrec P. New dry friction model with load and velocity-dependence and dynamic identification of multi-DOF robots [J]. International Conference on Robotics and Automation, 2011, 9(13): 1077-1084.
- [7] 单颖春, 朱梓根, 刘献栋. 凸肩结构对叶片的干摩擦减振研究——理论方法 [J]. 航空动力学报, 2006, 21(1): 168-173.  
Shan Yingchun, Zhu Zigen, Liu Xiandong. Investigation of the vibration control by frictional constraints between the blade shrouds—Theoretical method [J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(1): 168-173.
- [8] 吴绵绵. 涡轮叶片摩擦阻尼减振设计方法研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.  
Wu Mianmian. A vibration-reduced design method for turbine blade with friction damper [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010.
- [9] 何尚文, 任兴民, 康召辉, 等. 基于等效线性化法的干摩擦缘板系统振动特性研究 [J]. 机械科学与技术, 2010, 29(12): 1727-1731.  
He Shangwen, Ren Xingmin, Kang Zhaohui, et al. Vibration characteristics of a platform system with dry friction damper using equivalent linearization method [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2010, 29(12): 1727-1731.
- [10] 朱永新. 带冠叶片摩擦减振特性研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2007.  
Zhu Yongxin. Research on characteristic of the forced response of shrouded blades [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2007.
- [11] 徐自力, 常东锋, 刘雅琳. 基于微滑移解析模型的干摩擦阻尼叶片稳态响应分析 [J]. 振动工程学报, 2008, 21(5): 505-510.  
Xu Zili, Chang Dongfeng, Liu Yalin. Forced response analysis of blade system with dry friction damper using one-bar microslip analytic model [J]. Journal of Vibration Engineering, 2008, 21(5): 505-510.
- [12] 谷伟伟, 徐自力. 干摩擦阻尼叶片的界面约束力描述及振动响应求解 [J]. 振动工程学报, 2012, 25(1): 64-67.  
Gu Weiwei, Xu Zili. Description of constraint force and prediction of vibration responses for dry friction damped blade [J]. Journal of Vibration Engineering, 2012, 25(1): 64-67.
- [13] 陈勇, 程凯. 平行冠涡轮叶片的干摩擦减振数值模拟 [J]. 热力透平, 2010, 39(1): 51-53.  
Chen Yong, Cheng Kai. Numerical simulation of vibration stress in shrouded turbine blade based on dry friction damping model [J]. Thermal Turbine, 2010, 39(1): 51-53.
- [14] 卢绪祥, 黄树红, 刘正强, 等. 基于谐波平衡法的带冠叶片接触碰撞减振特性研究 [J]. 动力工程学报, 2010, 30(8): 578-583.  
Lu Xuxiang, Huang Shuhong, Liu Zhengqiang, et al. Study on contact-impact damping characteristics of shrouded blades based on harmonic balance method [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2010, 30(8): 578-583.