

文章编号: 1000-8055(2009)06-1292-07

阻尼器切向接触刚度的有限元分析及应用

史亚杰¹, 朱梓根²

- (1. 中国民用航空总局 航空安全技术中心 航空安全研究所, 北京 100028;
2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 提出了一种利用有限单元法求解干摩擦阻尼器接触刚度的方法. 利用该方法研究了接触面初始正压力、摩擦系数、阻尼器材料属性和阻尼器接触面半径等对接触刚度的影响规律, 发现接触刚度随着这些参数的增大而变大. 并通过曲线拟合得到了一定条件下接触刚度随接触面正压力变化的函数关系, 为求解带阻尼器叶片非线性响应时实时准确考虑接触刚度随正压力的变化提供了方便. 最后, 利用所得刚度函数研究了接触刚度对带凸肩叶片非线性振动响应的影响, 结果表明: 随着接触刚度的增加, 叶片峰值频率逐渐升高, 振动峰值逐渐减小, 且各自都逐渐趋于一个定值.

关 键 词: 接触刚度; 有限元; 干摩擦; 阻尼; 叶片

中图分类号: V231. 92

文献标识码: A

Finite element analysis and application of friction damper tangential contact stiffness

SHI Ya-jie¹, ZHU Zi-gen²

- (1. Aviation Safety Technology Research Institute, Center of Aviation Safety Technology, Civil Aviation Administration of China, Beijing 100028, China;
2. School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A convenient method was developed to estimate the tangential contact stiffness between dry friction dampers using the general finite element method (FEM) software. The influences of various parameters such as normal preload, friction coefficient, damper material properties and the radius of the cylinder damper etc on the contact stiffness were investigated in detail. The results show that, the contact stiffness improves with increase in these parameters. A formula of calculating the tangential contact stiffness for variable normal preload was obtained by fitting the results, making it more conveniently to take into account the variety of contact stiffness in calculating the nonlinear response of shrouded blade instantaneously. Eventually, influences of the contact stiffness on the shrouded blade nonlinear response were studied with the formula, the results indicate that, the resonant frequency of the blade increase and the peak amplitude decrease gradually with increase in the contact stiffness, and all of which are close to a fixed value respectively.

Key words: contact stiffness; finite element (FE); dry friction; damping; blade

干摩擦阻尼器(包括:缘板、凸肩、叶冠)由于其具有减振效果好、环境适应性强等特点,在航空

发动机叶片设计时得到了广泛的应用.目前,研究带干摩擦阻尼器叶片系统动力响应时,通常采用

收稿日期:2008-04-22; 修订日期:2008-11-20

作者简介:史亚杰(1976-),男,甘肃甘谷人,博士,主要从事叶片振动、转子动力学研究.

三维接触运动模型,并采用双线性迟滞弹簧模型来描述接触面之间的作用力^[1-2].接触刚度直接影响着接触面之间的摩擦力以及接触面之间接触状态的转换条件,从而影响带干摩擦阻尼器叶片的响应大小及共振频率.接触刚度的准确与否直接影响到带干摩擦阻尼器叶片非线性响应计算结果的准确性,是叶片减振器设计中一个重要的参数.

经典的赫兹接触理论通过两个接触物体之间的局部法向弹性变形来定义法向接触刚度. Mindlin^[3]利用库仑定律给出了两个光滑球形接触物体在部分滑动的情况下法向接触刚度的解析表达式以及切向接触刚度和法向刚度的关系表达式. Balmer^[4]和 Burdekin^[5]通过实验的方法对 Mindlin 提出的刚度表达式进行了修正.可是,这个表达式只有当接触区域是圆形时才是可靠的. Deresiewicz^[6]通过假设法向接触应力为恒定,得到了两个非球形弹性体接触时椭圆形接触区域情况下的法向和切向接触刚度.但这些方法都仅适用于一些特殊的情况,无法准确应用于实际的阻尼器设计(阻尼器实际的接触区域是任意的).在带干摩擦阻尼器叶片响应分析时,接触刚度大多根据试验方法或者经验来给定一个大致值,通用性差且通常无法考虑其随接触面正压力的变化,给叶片干摩擦减振设计带来了很大的困难.

郝燕平^[7]提出了一种由带阻尼器叶片振动响应实验和理论计算相结合确定摩擦阻尼器刚度的方法,研究了阻尼器切向刚度 k_t 与摩擦面的法向正压力 N 和激振力 F 的函数关系,得出了 $k_t F$ 为 N 的 3 次函数结论.按照该函数关系,当 F 一定时,随着 N 的增大, k_t 也是不断增大的,且趋向于无穷大.这显然不符合实际情况,说明该方法存在一定的局限性,仅在初始正压力较小时具有一定的准确性.可见,目前尚无一种比较简单有效的方法来确定阻尼器接触刚度.

本文利用有限单元法对于摩擦阻尼器的接触刚度进行了研究,建立了一套快速、通用的阻尼器刚度求解方法.对不同正压力作用下接触面切向静刚度进行了求解,得到了切向接触刚度随接触面初始正压力变化的曲线,并对结果拟合得出了二者的函数关系式.对接触面形状和材料属性对接触刚度的影响进行了分析.将利用该方法所得接触刚度求得的叶片非线性响应与试验结果进行了对比,结果表明该方法能够满足工程需要.此外,还分析了接触刚度对带凸肩叶片非线性振动响应的影响.

1 计算模型及方法

接触面切向刚度的影响因素主要有接触面的形状 R ,接触区域的面积 A ,接触面正压力 N_0 ,接触面的摩擦系数 μ ,以及相对运动速度和温度等^[8].本文主要分析接触面形状,正压力 N_0 和摩擦系数 μ 对接触刚度的影响规律.其中,接触面的摩擦系数 μ 在不同的接触状态是不同的,通常取决于接触面粗糙度、滑动速度、接触面压力和温度等因素.对于航空发动机上所使用的缘板阻尼器和凸肩(叶冠)等,当发动机工作一段时间后接触面经过充分的摩擦变得非常光滑,因此在计算时不考虑粗糙度的影响.另外,在用有限元法求解刚度时,采用的是静力弹性接触分析,接触面的压力和温度都是恒定的,所以在进行切向刚度分析时将接触面摩擦系数 μ 当作常数,这样计算得到的是静切向接触刚度.

进行切向接触刚度计算的有限元模型如图 1 所示,模型由叶片缘板和摩擦块两部分组成,采用 4 边形平面应变单元.在进行接触分析时,有限元模型的精细程度和网格的长宽比对结果有较大的影响,如果网格不够细致可能会导致结果的不可信,甚至计算不收敛.因此,模型中对发生接触区域的模型进行了细化,使其具有足够的精度.

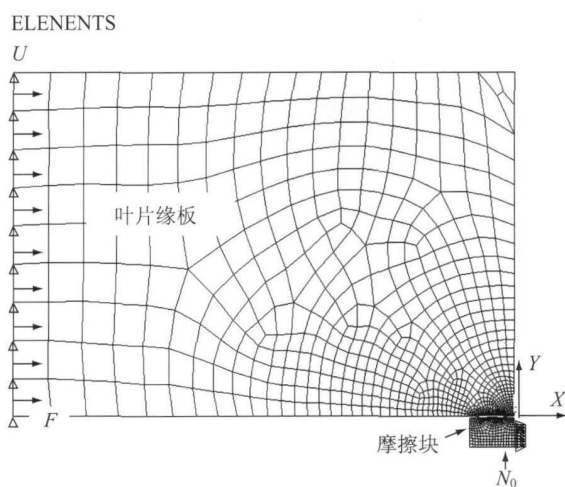


图1 有限元计算模型

Fig. 1 Finite element model

为了避免摩擦块倒角处出现应力集中现象,同时也为了和文献[9]中的理论结果进行对比验证,摩擦块的表面设为圆弧面(圆弧半径是 R).叶片缘板和摩擦块的边界条件和加载情况如图 1 所示,摩擦块右边节点 X 方向完全约束,叶片缘板

左边节点 Y 方向完全约束. 摩擦块在正压力 N_0 的作用下与叶片缘板接触, 然后给叶片缘板施加作用力 F , 当 F 大于最大静摩擦力 μN_0 时叶片缘板和摩擦块之间开始发生滑动 ($F \geq \mu N_0$).

可以看出, 该问题中的力学关系并不复杂. 但由于引入了接触问题, 在求解时可能会出现数值计算的困难. 为了在计算过程中使接触状态保持一个比较理想的状态, 保障计算结果收敛, 本文通过细化分析过程的方式来保持接触状态的平缓过渡, 将加载过程共分为如下 4 个步骤:

1) 首先, 固定叶片缘板左边的自由度, 约束摩擦块 X 方向位移, 同时将摩擦块向上 (Y 方向) 移动 1×10^{-5} mm, 使摩擦块和叶片缘板之间建立充分的接触关系;

2) 然后, 给摩擦块施加作用力 N_0 , 并去掉摩擦块向上 (Y 方向) 的位移约束, 其余约束条件不变, 这样可避免施加正压力时摩擦块发生刚体位移;

3) 去掉叶片缘板左边节点 X 方向的约束, 保持其余约束和载荷不变, 让系统通过接触作用重新达到平衡;

4) 最后, 在叶片缘板左边节点上施加作用力 F (X 方向). 缘板在 F 的作用下向右运动的趋势, 接触对之间发生相对滑移, 并当摩擦力与 F 相同时系统达到平衡, 从而可以求得 F 作用下的接触面滑移距离.

切向接触刚度 k_t 为叶片缘板上的作用力 F 和由 F 引起的摩擦块和叶片缘板之间的滑动距离 u_t 的比值

$$k_t = F / u_t \tag{1}$$

其中 u_t 是接触点总位移减去由于 F 引起的结构弹性变形.

具体地, 设接触面正压力 $N_0 = 10$ N, 阻尼器和叶片弹性模量 $E = 1.07 \times 10^5$ MPa, 泊松比 $\nu = 0.3$, 摩擦块半径 $R = 50.6$ mm. 通过有限元计算可以得到不同摩擦系数, 其切向作用力与接触点切向变形的关系曲线如图 2 所示.

图 2 中横坐标为接触点切向位移 (mm), 纵坐标为切向作用力 (N), 从图中可以看出, 在一定的正压力作用下, 当切向作用力 F 较小时, 接触点切向变形随切向作用力成线性增加, 当切向作用力较大时 (接近与极限静摩擦力) 切向力和变形不再满足线性关系, 曲线的斜率有一定下降. 这是因为对于图 1 所示的计算模型, 接触区域的正压

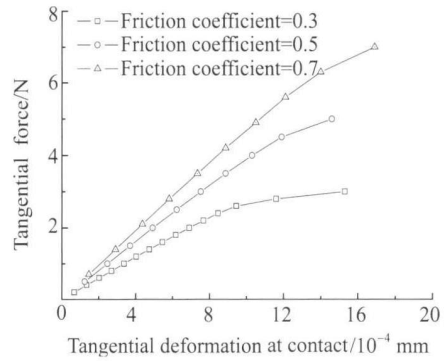


图 2 切向作用力与接触点切向变形的关系

Fig 2 Tangential contact deformation between the damper and platform pressed by the specified normal force

力并不是均匀地分布的, 在接触中心区正压力大, 接触区边缘压力较小, 导致不同区域的极限静摩擦力不同, 随着切向作用力的增大, 边缘区首先开始滑移, 使切向力位移曲线出现软特性. 图 2 中的 3 条曲线线性段所对应的斜率就是 10 N 正压力下各摩擦系数对应的切向静接触刚度. 通过对图 2 中曲线线性段的拟合可以知道: 摩擦系数为 0.3 时其切向接触刚度为 2930 N/mm, 摩擦系数为 0.5 时切向刚度为 3990 N/mm, 摩擦系数为 0.7 时切向刚度为 4730 N/mm.

同理, 可求得不同正压力作用下的切向接触刚度, 切向接触刚度与初始正压力的关系如图 3 所示.

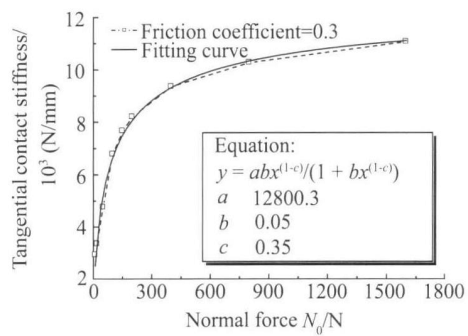


图 3 切向刚度随正压力变化的曲线 ($R = 50.6$ mm)

Fig 3 Influence of the normal force on the tangential contact stiffness ($R = 50.6$ mm)

对于实际的阻尼器接触面 (尤其是凸肩和叶冠), 在振动过程中作用在上面的正压力在一个振动周期内会发生较大的变化, 因此对应的刚度值也会发生变化. 为了在带阻尼器叶片非线性响应

计算中能够更加准确地描述接触面状态,求得准确的摩擦力,需要对这种变化进行考虑.通过对上面求解得的切向接触刚度随正压力的变化曲线进行数值拟合,便可以得到切向接触刚度与接触面法向正压力之间的关系式,见图 3.可以看出,切向接触刚度和法向正压力之间是指数函数关系,当弹性模量 $E = 1.07 \times 10^5 \text{ MPa}$,泊松比 $\nu = 0.3$,摩擦块半径 $R = 50.6 \text{ mm}$ 时,切向接触刚度 k_t 和法向正压力 N_0 之间的关系式为

$$k_t = 640 N_0^{0.65} / (1 + 0.05 N_0^{0.65}) \quad (2)$$

这样,在进行带干摩擦阻尼器叶片振动响应分析时,就可以利用该公式来方便的考虑接触刚度随正压力的实时变化,提高计算结果的准确性.

在带干摩擦阻尼器叶片非线性响应计算时,还需要准确地给定接触面法向接触刚度.通常采用的方法是,在求得切向刚度的基础上,利用 Mindilin 理论^[3]利用法向接触刚度 k_n 和切向接触刚度 k_t 之间的关系式

$$\frac{k_t}{k_n} = \frac{2(1-\nu)}{2-\nu} \quad (3)$$

求得对应的法向接触刚度,如取泊松比 $\nu = 0.3$,则 $k_n \cong 1.21 k_t$.虽然式(3)仅在圆形接触情况下是可靠的,但考虑到实际的阻尼器在振动过程中通常只有部分接触面相互接触,可以将每个小的接触区域近似为圆形接触来处理.

2 接触刚度影响因素分析

下面利用本文的有限元接触刚度计算方法对摩擦系数、阻尼器材料属性和接触面形状对切向刚度的影响进行研究.

2.1 摩擦系数对接触刚度的影响

利用上面相同的方法,可以得到不同摩擦系数时,切向接触刚度随正压力变化的曲线,如图 4 所示.从图中可以看出,摩擦系数对切向刚度也有一定的影响,但主要体现在正压力小于 400 N 时,当正压力超过 400 N 时摩擦系数的响应比较小,不同摩擦系数时其切向刚度基本相同.

2.2 接触面形状对接触刚度的影响

除了正压力之外,接触面形状对切向接触刚度也有较大的影响.在阻尼器设计时,希望工作过程中接触面尽量保持面接触,以提高减振效果.但实际上,由于接触面之间存在三维的相对运动,且受加工精度和设计水平的影响,振动过程中很难保持完全的面接触,通常只能达到区域接触.这里

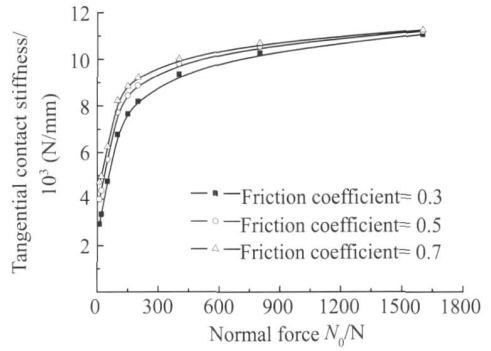


图 4 摩擦系数对接触刚度的影响 ($R = 50.6 \text{ mm}$)

Fig. 4 Influence of the fricition coefficient on Tangential contact stiffness ($R = 50.6 \text{ mm}$)

通过对不同接触面半径时接触刚度的对比分析来研究接触面形状对接触刚度的影响.

在其他参数不变的情况下,接触面半径 R 分别为 50.6 mm 和 101.2 mm 时的切向接触刚度随正压力变化对比曲线如图 5 所示.从图中可以看出,对于不同接触面半径,切向刚度随正压力变化曲线的规律相同,但当正压力比较小时,接触面半径对接触刚度有比较大的影响,半径越大接触刚度越大,且随着正压力的增大,半径的影响越来越小.

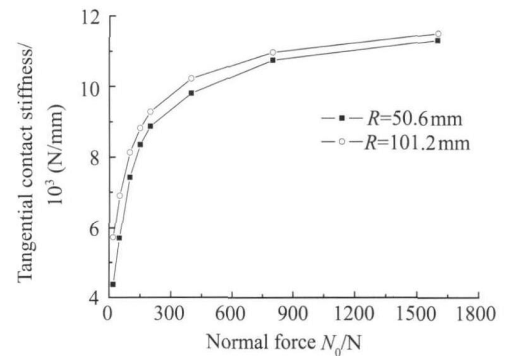


图 5 接触面半径对切向接触刚度的影响 (摩擦系数 = 0.3)

Fig. 5 Influence of the damper radius on the tangential contact stiffness (Friction coefficient = 0.3)

2.3 材料特性对接触刚度的影响

对于阻尼器之间的切向接触刚度,除了接触面法向正压力、接触面形状、表面粗糙度及环境温度等外部因素之外,接触物理材料特性本身具有决定性作用.图 6 所示为接触面半径 $R = 101.2 \text{ mm}$,摩擦系数为 0.3 时,表 1 中 3 种材料的阻尼器切向刚度随正压力变化的对比曲线.可以看出,对于不同的材料其切向接触刚度随法向正压力变

化的曲线基本一致,只是数值存在差异,材料的弹性模量 E 越大,相同初始正压力下对应的切向静接触刚度越大.

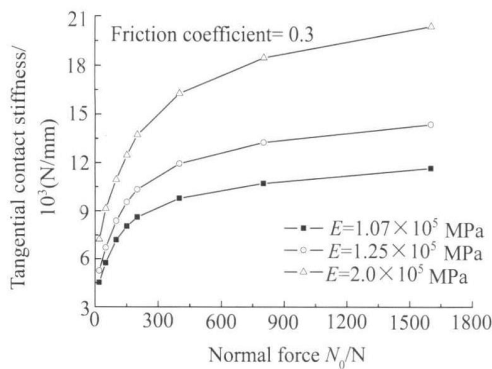


图 6 材料弹性模量对切向接触刚度的影响
($R = 101.2\text{ mm}$)

Fig 6 Influence of the damper material property on the tangential contact stiffness ($R = 101.2\text{ mm}$)

表 1 材料属性

Table1 Damper material property

	弹性模量 $E/10^5\text{ MPa}$	泊松比 ν	摩擦系数 μ
材料 1	1.07	0.3	0.3
材料 2	1.25	0.4	0.3
材料 3	2.0	0.3	0.3

3 所求接触刚度的应用

下面将利用本文提出的有限元方法确定的接触刚度来求解带阻尼器叶片的非线性动力响应,并将其与试验结果进行对比,从而验证本文所得接触刚度的准确性.计算模型为图 7 所示的带凸肩平板叶片,叶片材料为表 1 中的材料 1,叶根完全约束,接触面刚度由公式 (3) 确定,激振力为 2 N.利用文献[2]中开发的利用自由模式求解带

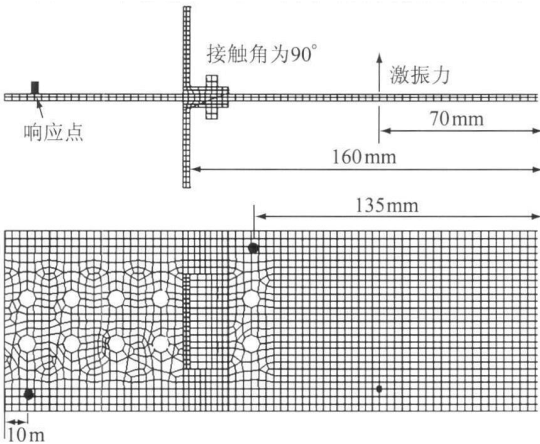


图 7 带凸肩叶片结构

Fig 7 Structure of the shrouded blade

凸肩叶片非线性振动响应的方法可以得到不同的初始正压力作用下的叶片一阶弯曲频响曲线,如图 8 所示.

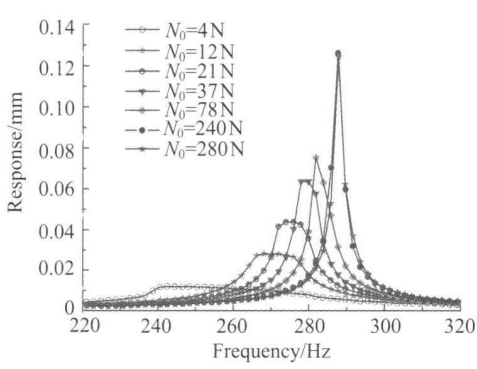


图 8 不同正压力下带凸肩平板叶片一阶弯曲响应
计算结果

Fig 8 Calculated results of the first order bending response of the shrouded flat blade

为了验证计算结果的准确性,进行了非旋转状态下带凸肩叶片的干摩擦减振试验^[2],试验系统如图 9 所示.图 10 中为相同条件下测得的响应曲线.

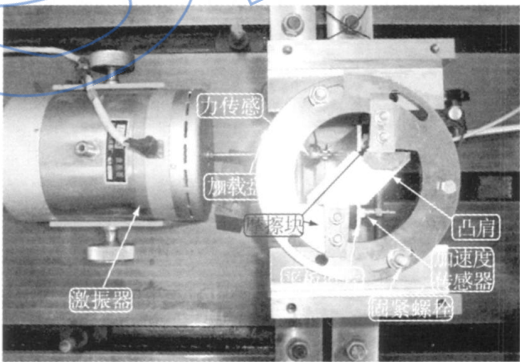


图 9 非旋转状态下带凸肩叶片干摩擦减振试验系统
Fig.9 Experiment system of dry friction damping characteristic of non-rotating shrouded blade

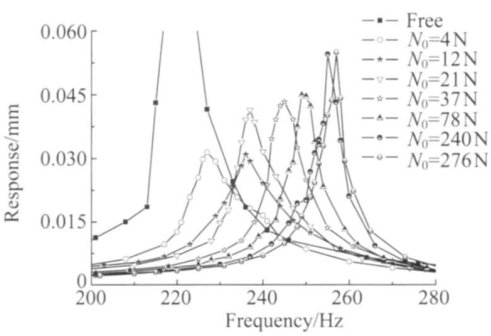
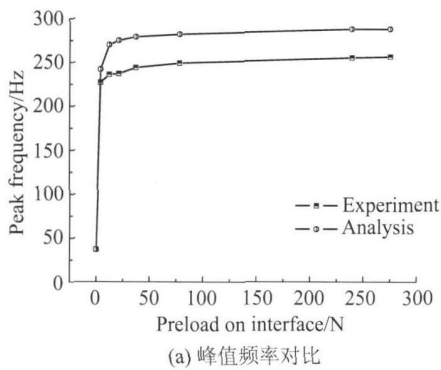


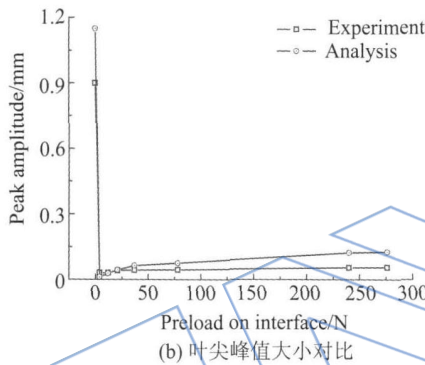
图 10 不同正压力下带凸肩平板叶片一阶弯曲响应
试验结果

Fig.10 Experimental results of the first order bending response of the shrouded flat blade

图 11(a)和图 11(b)分别为带凸肩叶片一阶弯曲响应峰值频率和峰值大小的理论与试验对比。可以看出,理论值与试验值吻合的很好。这说明,本文提出的接触刚度求解方法可以比较准确的确定阻尼器接触刚度。



(a) 峰值频率对比



(b) 叶尖峰值大小对比

图 11 一阶弯曲响应计算结果与试验结果的对比分析
Fig. 11 Resonant frequency and peak of the first order bending response versus preload: comparison of calculated and experimental results

4 接触刚度对叶片非线性响应的影响

对于摩擦阻尼结构来说,接触刚度是一个非常重要的影响参数,它直接影响着接触面摩擦力的大小及接触面状态的转换条件,从而影响着振动周期内接触面消耗的能量。另外,接触刚度还对摩擦力引起的叶片附加刚度有较大的影响,从而影响了叶片的动力特性(固有频率)。下面仍以图 7 所示的带凸肩结构为例,利用文献[2]中开发的带凸肩叶片非线性振动响应分析软件来研究接触刚度对其减振特性的影响规律。

图 12 为凸肩接触面初始正压力为 21 N,集中激振力为 2 N,相位差是 90°的情况下,不同接触面刚度所对应的叶尖位置一阶振动频响曲线。从图中可以看出,接触刚度较小时 ($\leq 1 \times 10^4$ N/

mm),其对响应峰值和峰值频率有非常明显的影 响,随接触刚度的增加,振动峰值减小,峰值频率 升高;当接触刚度较大时 ($\geq 5 \times 10^4$ N/mm) 时,振 动峰值和峰值频率随接触刚度的变化很小。图 13 和图 14 为叶片振动响应峰值和对应的峰值频率 随接触刚度的变化曲线,从中可以更加直观地看 到这种规律。

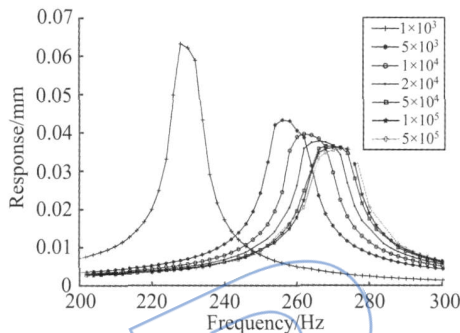


图 12 不同接触刚度下叶尖频响曲线

Fig. 12 Frequency response curves of the blade tip under specific stiffness

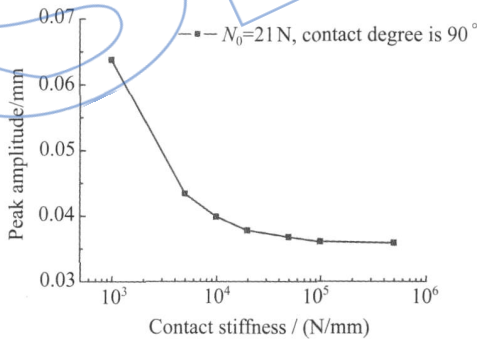


图 13 一阶振动叶尖峰值随切向接触刚度的变化曲线

Fig. 13 Peak amplitude of the blade tip versus tangential contact stiffness

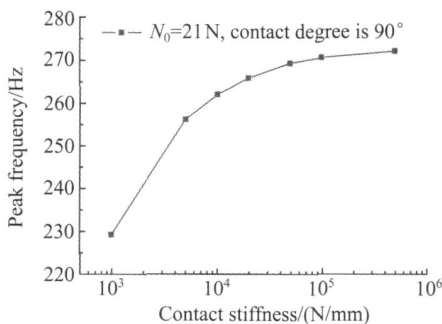


图 14 一阶振动峰值频率随切向接触刚度的变化曲线

Fig. 14 Resonant frequency of the blade tip versus tangential contact stiffness

产生这种现象的主要原因是,当其余参数保

持不变时,接触刚度值越大,振动周期内接触面的相对滑移越多,从而消耗的振动能量更多,减振效果更好;同时,产生的叶片附加刚性越大,使共振频率也越高.但随着接触刚度增加,逐渐趋于固结状态,这种影响也逐渐减小.因此,在进行带干摩擦阻尼器叶片减振设计时,要充分利用接触刚度的这种影响规律,从增大阻尼和避开共振两个方面来采取措施.

5 结 论

本文提出了一种利用通用有限元软件的静接触分析模块计算阻尼器切向接触刚度的简便方法,解决了通常在阻尼器设计时需要用试验或经验来确定接触刚度的困难,为叶片干摩擦阻尼器设计提供了方便,可节约大量时间和经费.利用该方法得到了阻尼器切向刚度与正压力的函数关系,并研究了摩擦系数、接触表面形状和阻尼器材料属性等因素对切向接触刚度的影响规律.利用该函数可以在进行非线性响应计算过程中,实时地考虑接触面法向压力变化对接触刚度的影响,更加准确的描述接触状态和接触面摩擦力的大小,从而使响应结果更加准确.对利用本文方法求得的接触刚度计算的叶片响应进行的试验验证表明,该方法能够满足工程应用的需要.最后,利用所得结果研究了切向接触刚度对带阻尼器叶片非线性振动响应的影响,得出了重要结论,为阻尼器的设计提供参考.需要指出的是,本方法所求得的接触刚度是静接触刚度,没有考虑接触面相互运动对接触刚度的影响.

参考文献:

- [1] Griffin J. H. Friction damping of resonant stresses in gas turbine engine airfoils[J]. Journal of Engineering for Power, 1980, 102: 329-333.
- [2] 史亚杰. 叶片非线性振动响应分析及干摩擦减振设计研究[D]. 北京:北京航空航天大学, 2006.
SHI Yajie. Analysis of nonlinear response and design of vibration damping of shrouded blades system[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006. (in Chinese)
- [3] Mindlin R. D. Compliance of elastic bodies in contact[J]. Journal of Applied Mechanics, 1949, 16: 259-268.
- [4] Balmer B. Damping increase of turbine blades through friction damper[R]. Frankfurt, Germany: FFV Report, No436, 1992.
- [5] Burdekin M, Cowley A, Back N. An elastic mechanism for micro-sliding characteristics between contacting machined surfaces[J]. Journal of Mech. Eng. Science, 1978, 20(3): 121-127.
- [6] Deresiewicz H. Oblique contact of nonspherical elastic bodies[J]. Journal of Applied Mechanics, 1957, 24: 623-624.
- [7] 郝燕平,朱梓根. 叶片摩擦阻尼器切向刚度研究[J]. 航空动力学报, 2002, 17(4): 426-431.
HAO Yanping, ZHU Zigen. Investigation on the tangential stiffness of friction damper[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(4): 426-431. (in Chinese)
- [8] Filippi S, Rodrigues E B, Gola M M. A technique for the experimental contact characterization at high temperature[R]. Politecnico di Milano, Italia: AIAS XXXIV Convegno Nazionale, Settembre 2005.
- [9] Johnson K L. Contact mechanics[M]. Cambridge: Cambridge Univ. Press, 1985: 216-220.