

文章编号: 1000-8055(2010)04-0936-07

微动工况下接触刚度测试

陈璐璐, 马艳红, 李 迪, 洪 杰

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 设计了一套能够测量由于接触表面间小幅度的相对切向运动所导致的迟滞现象的试验装置, 克服了无法将系统刚度与接触刚度分开的难题. 利用该试验系统能够对不同初始正压力和激振力作用下接触表面间微幅相对运动的迟滞曲线进行测试, 根据测试结果计算得到接触表面间的接触刚度. 最后将试验结果与理论、数值计算结果进行对比, 为最终建立一套可准确预估接触表面间接触刚度的数值模拟方法奠定基础.

关 键 词: 接触刚度; 干摩擦阻尼; 迟滞曲线; 微动

中图分类号: V231.92

文献标识码: A

Measurement of contact stiffness during microslip

CHEN Lu-lu, MA Yan-hong, LI Di, HONG Jie

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A measurement system was designed to accurately determine the contact stiffness between two surfaces of dry friction damper, so as to separate the system stiffness from the contact stiffness. The influences of exciting force and initial normal load were investigated in detail. The curve of the tangential contact stiffness for variable normal preload was obtained by fitting the results according to the given condition. This research can test and improve the calculation models, laying a foundation for establishing a practical method for numerical simulation of contact stiffness.

Key words: contact stiffness; dry friction damping; hysteresis cycle; microslip

为了提高效率和可靠性在涡轮发动机中常采用干摩擦阻尼技术. 这是一种抑制叶盘振动非常有效的方法. 对于干摩擦阻尼结构, 接触面间的接触力不仅会抑制接触面间的相对运动, 而且会影响叶片的共振频率及响应峰值. 带干摩擦阻尼结构的叶片受到周期性外力激振时, 其振动位移是周期的, 由此产生的接触面相对运动也是周期性的. 接触面之间的周期性相对运动是三维的, 包括垂直于接触面的法向运动和接触面内的切向运动. 接触面法向运动引起接触面间正压力的变化,

切向运动引起接触面间黏滞-滑移摩擦现象, 并通过摩擦耗能对系统减振. 接触面间的相对运动所产生的干摩擦阻尼可以表示为接触面上的切向力随接触面间相对位移的变化曲线——迟滞曲线, 如图 1 所示.

在小幅度切向振动时, 迟滞曲线表现为两段不同区域: 黏着区和滑移区. 黏着区是指接触面间发生小幅度相对位移时, 接触面上不平颗粒发生变形的过程中所经历的黏着状态, 这里切向力可以表示为相对位移的函数. 滑移区是指这些颗粒

收稿日期: 2009-04-02; 修订日期: 2009-09-04

基金项目: 航空科学基金(2007ZB51012)

作者简介: 陈璐璐(1982-), 女, 辽宁锦州人, 博士生, 主要从事专业研究方向: 叶片阻尼技术研究.

通讯作者: 洪杰(1965-), 男, 北京人, 教授, 博士, 主要从事专业研究方向: 叶片阻尼技术研究.

全部处于滑动状态,这里切向力与相对位移无关.在滑移区切向力一般认为与法向力 N 成正比,比值为摩擦系数.黏着区综合考虑了接触面的弹性变形及接触状态.接触面的切向刚度为切向力与相对位移的比值,即为迟滞曲线黏着区的斜率.已知切向力随相对位移的变化是非线性的.不过,结构动力学往往采用线性弹簧来模拟.

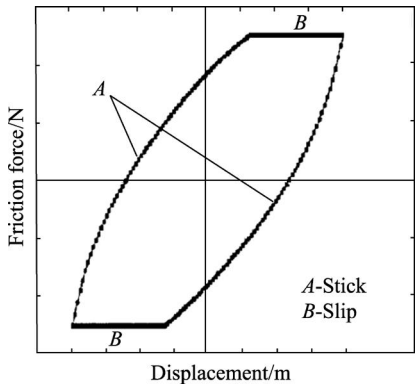


图 1 迟滞曲线

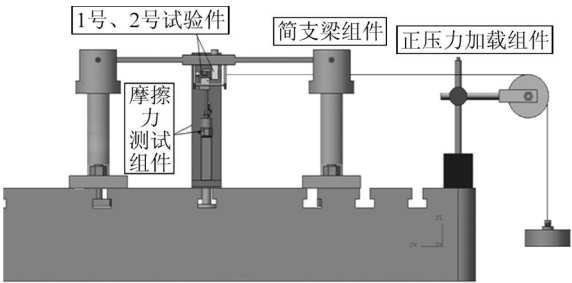
Fig. 1 Hysteresis cycle

在干摩擦阻尼器的研究工作中,接触刚度是一个非常重要的参数,它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,从而影响干摩擦阻尼器的减振效果及叶片的动力特性,掌握干摩擦阻尼器接触刚度的计算模型和规律是准确分析带干摩擦阻尼器叶片非线性响应的关键问题.在现有的试验研究中,接触参数测量的一个难题在于无法将接触块本身的刚度和摩擦特性分离开来,使得试验测量得到的切向接触刚度经常是切向接触刚度和结构刚度之和,这对带干摩擦阻尼器叶片非线性响应计算结果的准确性有很大影响.本文自行设计一套能够测量由于接触表面间小幅度的相对切向运动所导致的迟滞现象的试验装置,克服无法将系统刚度与接触刚度分开的难题.利用该试验系统能够对不同初始正压力、不同激振力作用下小幅度相对运动的接触表面间的迟滞曲线进行测试,并根据测试结果计算得到接触表面间的切向接触刚度.为验证和进一步改进相应的理论计算模型,最终建立一套可准确预估接触表面间接触刚度的数值模拟方法奠定基础.

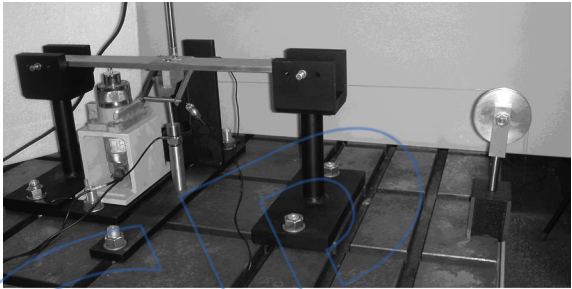
1 试验装置及方案

本文设计了一套能够测量由于接触表面间小幅度的相对切向运动所导致的迟滞现象的试验装置.试验装置如图 2 所示,该试验装置由简支梁组

件、摩擦力测试组件、正压力加载组件和试验件四部分组成.



(a) 试验装置示意图



(b) 试验装置实物图

图 2 试验系统

Fig. 2 Experimental system

1.1 试验件

真实叶片摩擦阻尼块的接触区域可以为任意形状的接触面,根据其受到的正压力和切向载荷情况,接触面上的不平衡颗粒发生变形的过程中经历黏着状态或滑动状态.为模拟实际情况中点接触的接触形式,本文采用了不对称光滑表面接触方式,如图 3 所示.

1 号、2 号试验件组成一个摩擦副.其中,1 号试验件的摩擦面设计为平面,并通过螺栓连接在简支梁中部,随简支梁的振动而上下移动,为移动摩擦块;2 号试验件的摩擦面为曲面,通过支撑杆安放在支撑座上,为静止摩擦块.同时为了将接触刚度与系统刚度区分开来,支撑杆的一端与 2 号试验件固连,另一端设计为球形,与固定在支撑座上的凹块实现球铰接.为了保证 2 号试验件的稳定,设计了一套施加 45° 预载力的装置.

1.2 简支梁组件

为尽量减小试验误差,应尽量保证梁振动方向、力传感器测量方向和摩擦面在同一平面内.为此应尽量避免连接在梁中部的试验件发生旋转,采取以下设计方案:①两端铰接的梁;②优化梁截面和长度;从而得到理想的频率分布,避免激起梁的扭转和高阶弯曲振型.简支梁结构如图 4 所示.

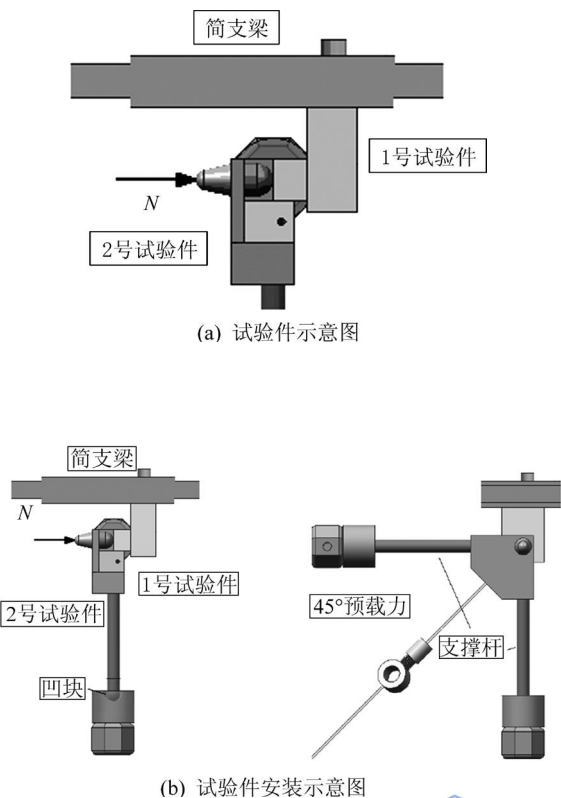


图 3 试验件组件
Fig. 3 Schematic of specimens

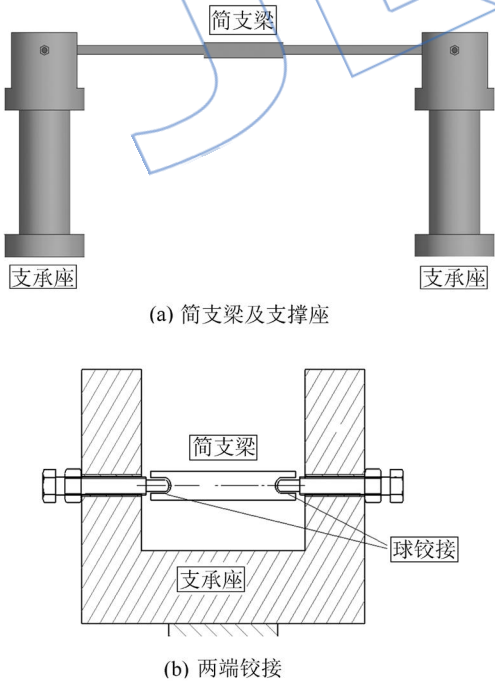


图 4 简支梁组件示意图
Fig. 4 Schematic of beam and its supports

1.3 正压力加载装置

为研究正压力对接触刚度的影响规律,本文特别设计了一套对摩擦面施加正压力的装置,如图 5 所示.正压力加载装置由一个轻质施力架、一套定滑轮系统和一个砝码组成.为尽量减少施力架的质量对试验结果的影响,这里选用较轻的金属进行加工,同时施力架与试验件间力的传递采用点式传递.通过改变砝码的质量,从而改变正压力的幅值.

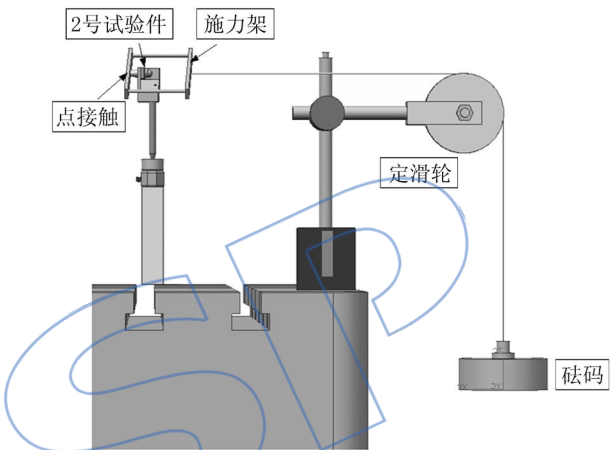


图 5 正压力加载装置
Fig. 5 Application of normal force

1.4 测量系统

试验所使用的激振及测试系统如图 6 所示.

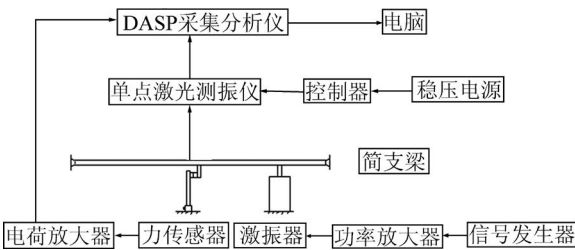


图 6 激振及测试系统
Fig. 6 Excitation and measurement system

信号发生器经功率放大器连接激振器.试验中信号发生器控制激振频率,功率放大器控制激振载荷幅值.

试验中需要测试的参数包括:两接触面间相对位移和接触面间摩擦力.为保证两接触面间为小幅度相对运动,梁的振动位移很小,测量精度要求很高,试验中采用单点激光测振仪进行测量.接触面间的摩擦力由连接在凹块上的力传感器进行测量.

2 试验结果及分析

采用上述试验装置,本文进行了相关参数对接触刚度的影响规律的试验研究.具体试验结果如下.

2.1 迟滞现象试验结果

图 7 给出了试验测得的时频信号,其中左侧为时域信号,右侧为频域信号.3 个通道分别表示:①激振力 F ;②梁的振动位移 X ;③接触面间摩擦力 f 的测量结果.

由图 7 可以看出,激振力为定频的简谐激振力;梁的振动位移也为周期性的简谐振动,振动频率等于激振频率;接触面间的摩擦力也为周期性变化,但不再是简谐变化,出现削波现象,频率成分出现倍频.

图 8 给出了根据所测得的接触面间的相对

位移和摩擦力绘制的迟滞曲线.由图可以看出,随着振动幅值的周期性变化,接触面的接触状态也发生黏滑状态的转化,黏着状态(ab 段和 cd 段)是一个接触面弹性变形的过程,接触面间的摩擦力为静摩擦力,静摩擦力为相对位移的函数;滑动状态(bc 段和 da 段)接触面间发生相对滑动,摩擦力为滑动摩擦力,滑动摩擦力几乎不随相对位移的变化而变化.根据黏着状态的迟滞曲线对应的斜率可以得到接触面的接触刚度.

图 9 分别给出了黏着区 ab 段和 cd 段接触刚度的变化曲线.从图可以看出,由黏着状态向滑动状态转换的过程中,接触面接触刚度线性减小,接触面出现软化现象.为了方便研究接触刚度随参数的变化规律,忽略接触刚度在一个周期内的变化,取其平均值进行研究.

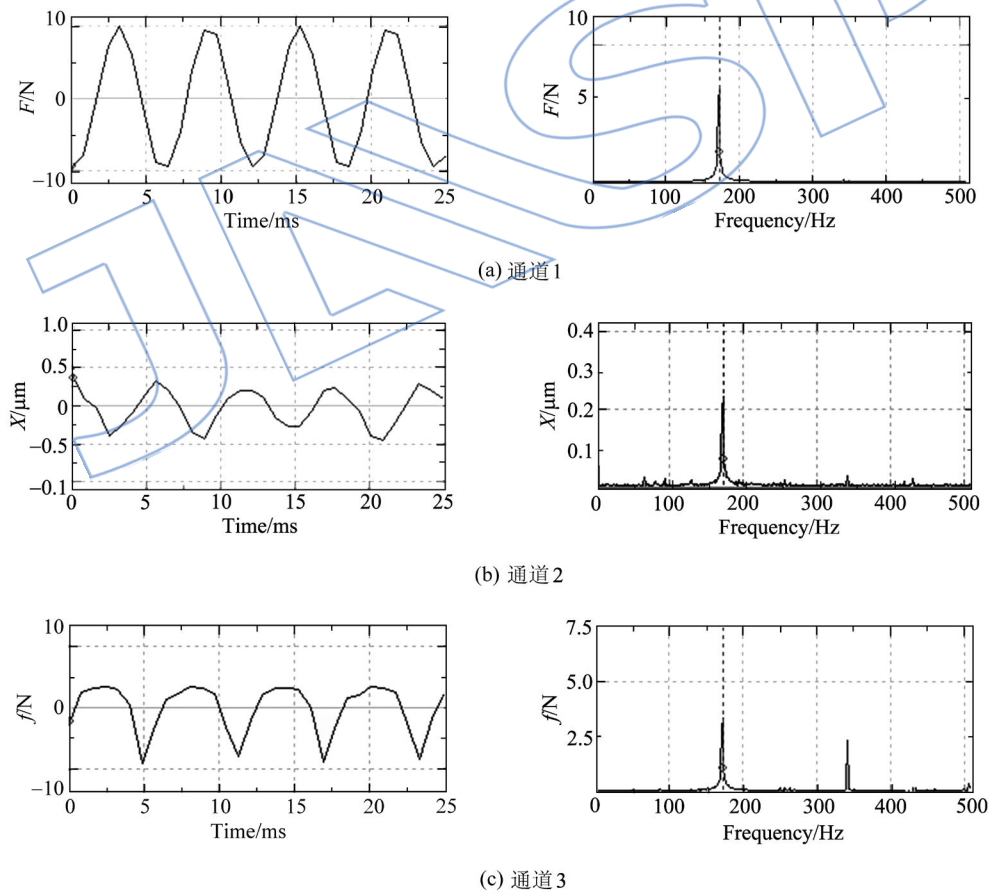


图 7 试验测量结果

Fig. 7 Experimental result in time and frequency domain

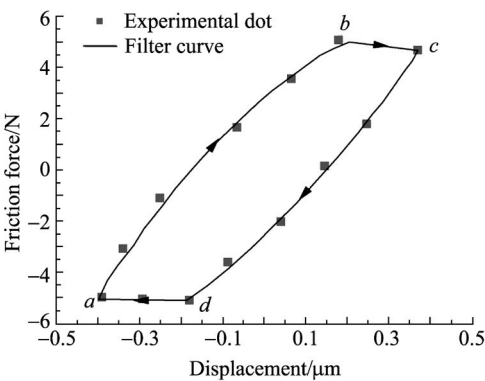


图 8 迟滞曲线

Fig. 8 Hysteresis cycle

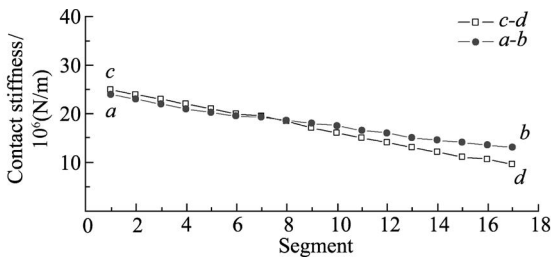


图 9 黏着区接触刚度的变化

Fig. 9 Variable of contact stiffness when the contact state transform from stick to slip

2.2 振动幅值的影响

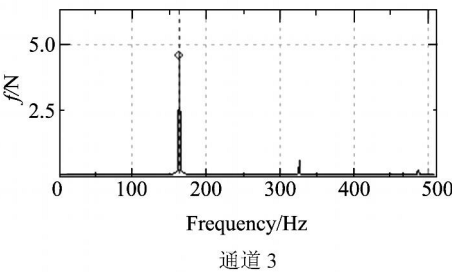
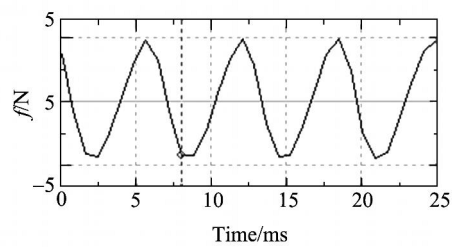
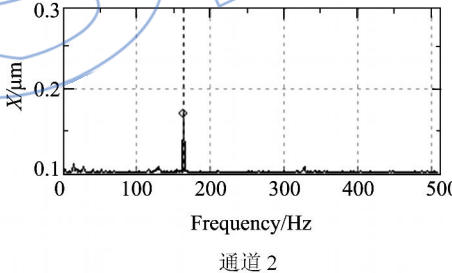
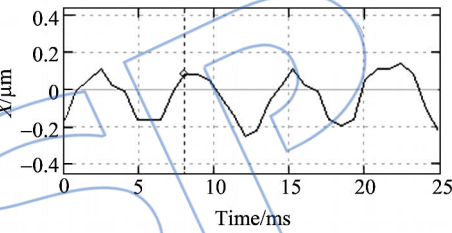
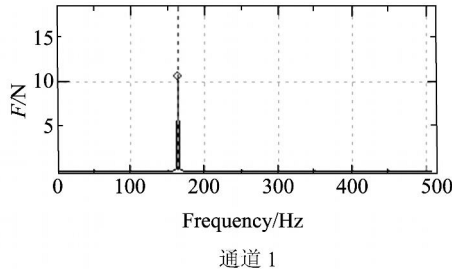
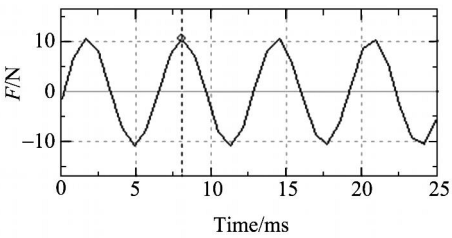
图 10 给出了在小幅值激振力作用下,试验测得的时频信号和根据试验结果拟合的迟滞曲线.与图 7、图 8 所给出的大幅值激振力作用下的试验结果和迟滞曲线相比,可以发现:①随着激振力幅值的增大,所测得的接触面间摩擦力的时域信号出现削波现象,摩擦力的频域信号中的二倍频成分增大;②随着激振力幅值的增大,迟滞曲线由纯黏滞状态转变为黏滑状态,接触刚度出现非线性特征.

2.3 初始正压力的影响

图 11 给出了接触刚度随初始正压力变化的曲线,正压力的变化范围为 20~160 N.由图可以看出,接触刚度随正压力增加先迅速增大,随后增加幅度越来越小.由于试验条件的限制,正压力的取值范围有限.对试验求解的切向接触刚度随正压力的变化曲线进行数值拟合,得到切向接触刚度和初始正压力之间的关系式

$$k_t = \frac{a \cdot b \cdot N_0^{(1-c)}}{1 + b \cdot N_0^{(1-c)}} \quad (1)$$

其中系数 a, b 和 c 由试验结果数值拟合得到.



(a) 试验测量结果

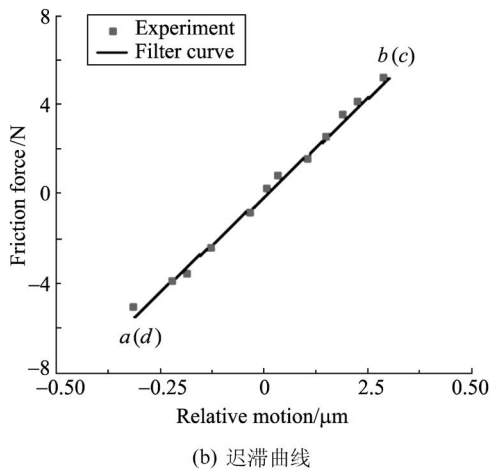


图 10 小幅值激振力作用下试验结果
Fig. 10 Experimental result when exciting force is small

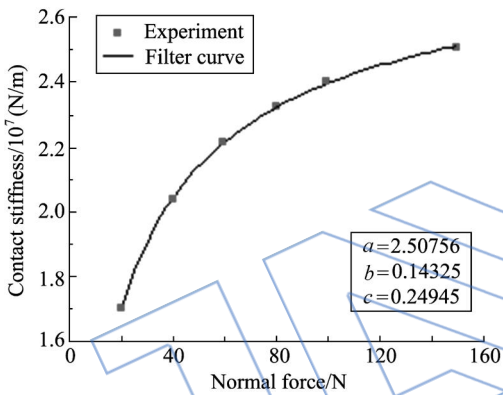


图 11 切向接触刚度随正压力变化曲线
Fig. 11 Tangential contact stiffness as a function of normal force

3 对比理论、数值和试验结果

3.1 Hertz 静止接触理论

Hertz 提出的经典球面静止接触理论在实际中被广泛应用,他认为法向接触刚度可以通过两个接触物体之间的局部法向弹性变形来定义.对于相同材料组成的球面-平面接触,在压力载荷 P 的作用下,接触区的接触半径 a 可以表示为

$$a = \sqrt[3]{\frac{3\pi P k_0 R_0}{2}} \quad (2)$$

其中 k_0 为等效刚度, $k_0 = \frac{1-\nu}{\pi E}$, ν 和 E 分别为材料的泊松比和弹性模量; R_0 为球的半径.

在部分滑移状态下,切向接触刚度 k_t 可以表示为

$$k_t = \frac{4Ga}{2-\nu} \quad (3)$$

其中 G 为材料的剪切模量.

3.2 有限元计算模型及方法

Hertz 静止接触理论仅考虑了接触物体在承受法向载荷作用下,接触表面之间的接触刚度,没有考虑接触物体同时承受法向载荷和切向载荷的工况.本文通过建立接触刚度有限元模型来方便计算复杂工况下接触表面间的接触刚度.切向接触刚度计算的有限元模型如图 12 所示.模型由基体和摩擦块两部分组成,细化接触区域的网格,使其具有足够的精度.

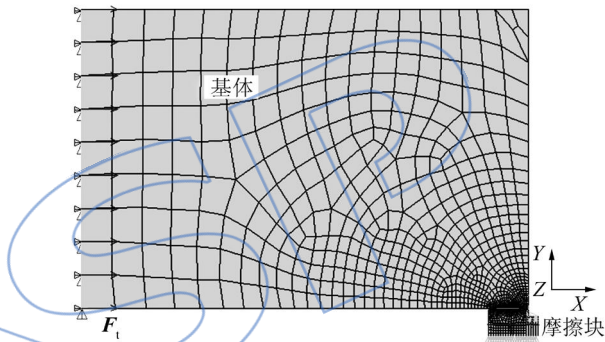


图 12 切向接触刚度有限元模型
Fig. 12 Finite element modal

与试验情况相一致,基体接触表面为平面,摩擦块的表面为圆弧面.细化分析过程来保证接触状态的平稳过渡:

- 1) 固定基体的左侧,约束摩擦块 X 方向位移,将摩擦块向上平移 10^{-5} mm,使摩擦块和基体之间建立充分的接触关系;
- 2) 去掉摩擦块向上的位移约束,保持其余所有位移边条,给摩擦块施加作用力 N_0 ;
- 3) 去掉基体左侧节点 X 方向的约束,保持其余约束和载荷不变;
- 4) 在基体左侧节点上施加作用力 F_t ,求解接触点的切向位移.

切向接触刚度 k_t 为基体上的作用力 F_t 和由 F_t 引起的摩擦块和基体之间的滑动距离 δ'_t 的比值, $k_t = F_t / \delta'_t$,其中 δ'_t 应该是接触点总位移减去由于 P 引起的弹性变形.

3.3 对比理论、数值和试验结果

图 13 给出了采用 Hertz 静止接触理论、有限元接触分析和试验三种方法计算得到的接触刚度的对比.由图上可以看出:①与数值仿真计算结果

相比,采用 Hertz 接触理论获得的接触刚度偏大. 分析原因主要在于 Hertz 接触理论没有考虑粗糙度的影响. 而采用的有限元模型中假定了接触表面的粗糙度为 0.3. ②随着法向载荷的增加,试验结果趋于稳定,介于有限元计算结果和理论计算结果之间. ③随着法向载荷的增加,相对于 Hertz 静止接触理论,有限元计算结果与试验结果更为接近,证明有限元计算接触刚度的方法可以用于实际工程设计中.

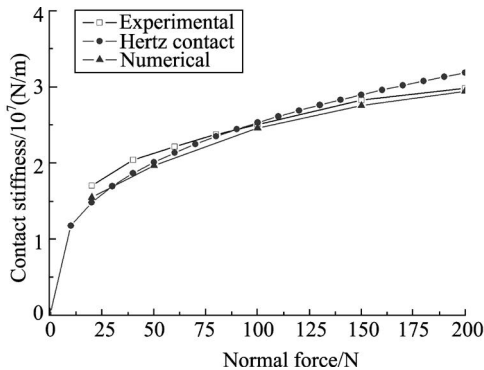


图 13 Hertz 理论与数值计算、试验结果对比

Fig. 13 Deviation between the contact stiffness calculated by measured data and by means of Hertz and finite element method

4 结 论

在干摩擦阻尼器研究工作中,接触刚度是一个非常重要的参数,它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,从而影响干摩擦阻尼器的减振效果及叶片的动力特性,掌握干摩擦阻尼器接触刚度的计算模型和规律是准确分析干摩擦阻尼器的关键问题. 本文自行设计一套能够测量由于接触表面间小幅度的相对切向运动所导致的迟滞现象的试验装置,克服无法将系统刚度与接触刚度分开的难题,保证了所测得的接触面切向刚度的准确性,为准确预测

带干摩擦阻尼器叶片的强迫响应奠定了基础.

本文利用该试验系统对各参数的影响规律进行了研究,研究结果表明:

- 1) 由黏着状态向滑动状态转换的过程中,接触面接触刚度线性减小,接触面出现软化现象;
- 2) 随着激振力幅值的增大,迟滞曲线由纯黏滞状态转变为黏滑状态,所测得的接触面间摩擦力的时域信号出现削波现象,摩擦力的频域信号中的二倍频成分增大;
- 3) 随着初始正压力的增加,接触面的接触刚度非线性增加.

最后将试验结果与理论和数值计算结果进行比较,进一步验证了相应的计算模型,为最终建立一套可行的接触刚度数值模拟方法奠定基础.

参考文献:

- [1] Bfudekin N, Cowley A, Back N. An elastic mechanism for the micro-sliding characteristics between contacting machined surfaces[J]. Journal of Engineering Science, 1978, 20:121-127.
- [2] Hagman L. Microslip and surface deformation lincentiate thesis[D]. Stockholm, Sweden: Royal Institute of Technology, TRIRA-MAE, 1993.
- [3] Swan G. Determination of stiffness and other joint properties from roughness measurements[J]. Rock Mechanics and Rock Engineering, 1983, 16:19-38.
- [4] Krolikowski J, Szczepek J. Prediction of contact parameters using ultrasonic method[J]. Wear, 1991, 148:181-195.
- [5] Mindlin R D. Compliance of elastic bodies in contact[J]. Journal of Applied Mech. ASME, 1949:259-268.
- [6] Deresiewicz H. Oblique contact of nonspherical elastic bodies[J]. Trans. ASME, Journal of Applied, 1957, 24:623-624.
- [7] Szwedowicz J, Kissel M, Ravindra B. Estimation of contact stiffness and its role in the design of a friction damper[R]. ASME 2001-GT-0290, 2001.
- [8] Shi X, Polycarpou A A. Measurement and modeling of normal contact stiffness and contact damping at the meso scale[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2005, 127: 52-60.