

# 铸铁表面接触法向阻尼特性试验\*

王世军<sup>1</sup> 于雷<sup>1</sup> 孙夏思<sup>1</sup> 赵金娟<sup>2</sup> 黄玉美<sup>1</sup>

(1. 西安理工大学机械与精密仪器学院, 西安 710048; 2. 西安理工大学印刷与包装工程学院, 西安 710048)

**摘要:** 研究了铸铁磨削表面在法向载荷作用下的接触阻尼特性, 得知采用复阻尼形式表达接触阻尼比用复刚度形式能更好地反映试验结果和规律。研究了简谐激励下法向接触压力与接触层变形的关系, 提出用复阻尼方法建立接触层的稳态动力学方程。研究了法向预紧力、激振力幅值和激振频率对相位的影响。结果表明, 在激振频率为 0.25 ~ 128 Hz, 激振力幅值为 22.7 ~ 296 kPa, 预紧力 0.205 ~ 1.68 MPa, 变形滞后的相位在 1.5° ~ 55° 之间变化。相位与预紧力保持线性关系, 预紧力越大, 相位越小。相位与激振频率的关系在频率比较高时大致呈线性关系, 频率越高, 相位越大。还得知相位与激振力幅值的关系曲线不是单调的, 激振力幅值较小时相位存在一个最大值, 即只有在激振力幅值合适时才会产生最大的接触阻尼。

**关键词:** 铸铁 表面接触 法向阻尼 试验

**中图分类号:** O344.1; TG115.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)12-0321-05

## Damping Characteristics of Cast Iron Surface in Contact Normal

Wang Shijun<sup>1</sup> Yu Lei<sup>1</sup> Sun Xiasi<sup>1</sup> Zhao Jinjuan<sup>2</sup> Huang Yumei<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical and Instrumental Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

(2. School of Print and Pack Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

**Abstract:** By means of experiments, the damping characteristics of the cast iron ground surfaces in contact normal was studied. It was found that the formulation of complex damping was a better representation of the test results and rules than the formulation of complex stiffness. Firstly, the relationship between contact pressure and deformation contact layer subjected to a harmonic excitation was studied and the complex damping method was used to establish the contact dynamic equation of steady state. The phase that normal contact deformation lags behind exciting force was used to reflect contact damping. Secondly, effect of normal pre-loaded pressure, amplitude of exciting force, and exciting frequency on the lagging phase were investigated. The results showed that the phase varies between 1.5° and 55° when pre-loaded pressure was from 0.205 MPa to 1.68 MPa, and amplitude of exciting force was from 22.7 kPa to 296 kPa and exciting frequency was from 0.25 Hz to 128 Hz. The relationship between the phase and pre-load pressure was linear, and with pre-loaded pressure increased, the phase decreased. The relationship between the phase and exciting frequency was almost linear when exciting frequency was relatively high, and with frequency increased, the phase increased. It was also found that the relationship between the phase and amplitude of exciting force was non-monotonic. When the amplitude of exciting force was relatively small, the phase had a maximum value. In other words, only under modest amplitude of exciting force, the contact damping had a maximum value.

**Key words:** Cast iron Surface contact Normal damping Experiment

收稿日期: 2012-11-07 修回日期: 2012-12-19

\* 国家重点基础研究发展计划(973计划)资助项目(2009CB724406)、国家科技重大专项资助项目(2009ZX04014-032)、西安理工大学科技创新计划资助项目(102-210916)、西安理工大学博士启动基金资助项目(102-220411)和陕西省教育厅科学研究计划资助项目(2013JK1026)

作者简介: 王世军, 副教授, 博士, 主要从事机械结合部性质及整机性能分析方法研究, E-mail: wsjxaut@xaut.edu.cn

## 引言

机械系统是由各种零件按照一定的要求组合起来的,零件之间相互接触的表面称为机械结合面,简称结合面或接触面。这些在微观上是粗糙的接触面使机械系统不再具有连续性,机械系统的力学性质不但与零件本身有关,还与零件之间的联接性质有关,结合面的存在使得机械系统性能的分析 and 预测变得复杂。机械结合面的性质和建模方法的研究,是目前机械系统性能分析和预测的关键问题。

研究表明结合面的法向变形明显滞后于载荷<sup>[1-7]</sup>。Fu等<sup>[8]</sup>采用并联弹簧-阻尼器模型反映接触层的法向刚度和阻尼性质研究了结合部刚度和阻尼的变化规律。张广鹏等<sup>[9-10]</sup>以复刚度形式反映结合部的动态性质。Abuzeid等<sup>[11-12]</sup>根据接触材料的粘弹性性质采用分形方法建立了粗糙表面的粘弹性蠕变模型,Cheng等<sup>[13]</sup>用统计方法建立了粘弹性材料粗糙表面的粘弹性和粘粘模型。这类数值分析模型由于需要对粗糙接触表面的轮廓特征做出分形或者统计假定,计算结果与试验结果尚有一定差距<sup>[14]</sup>。接触阻尼规律一直没有准确、统一的认识,尤其是试验研究的成果还很少,工程结构分析中只能采用等效、简化等方法计入阻尼,影响了整机分析的准确性。本文通过平面铸铁接触试样研究结合面的法向载荷-变形关系,考察结合部刚度和阻尼的变化规律,以期建立更为准确、合理的结合部阻尼表达方法。

## 1 试验装置和试验原理

图1是试验装置的结构示意图。激振器顶杆压住力传感器的球面触头,进而压住下面的2个试样,2个试样的环形接触面是研究对象,环形接触面内径是25 mm,外径是45 mm,接触面积为0.001 1 m<sup>2</sup>,单个试样高度是30 mm。试样材料均为HT250,接触表面为磨削,粗糙度 $R_a$ 为1.1。2个试样接触面的预紧力来自螺钉,预紧力通过力传感器检测。试验装置的下部是4个隔振用的橡胶块。接触面的法向变形通过涡流传感器检测。涡流传感器的法兰与下试样内孔里的凸台用502胶水粘结,涡流板与上试样也采用同样方法固定。涡流传感器的信号线从试验装置的下部引出。通过磨削上试样的接触表面调整涡流传感器与涡流板之间的间隙 $\delta$ 。从法向变形的测量结果中减去2个试样凸台之间试样基体部分的法向变形量就是接触面的法向变形量。

图1所示装置中包含了不止一个结合面,为减小各结合面之间的互相影响,应提高非研究对象接

触面的接触刚度:研磨接触表面,通过降低表面粗糙度提高接触刚度,如销和销孔的接触面;减小接触面积,通过提高接触压力来提高接触刚度,如激振器与力传感器之间的接触面;对于固定接触面,除上述方法外还采用粘结方法提高刚度,如垫铁与框架之间的联接,以及激振器与横梁的接触面。采取这些措施后,在试样的接触面压为0.227 MPa时,通过激振器给试验装置施加脉冲激励,获得系统第一阶共振频率为624.3 Hz,试验中的激振频率应远低于该值。

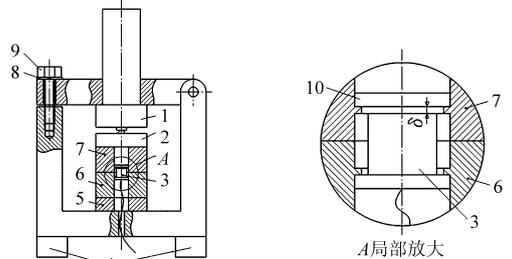


图1 试验装置示意图

Fig. 1 Schematic drawing of test device

1. 激振器 2. 力传感器 3. 涡流传感器 4. 橡胶垫 5. 垫铁
6. 下试样 7. 上试样 8. 垫片 9. 螺钉 10. 涡流板

为了在接触面上获得尽可能均匀的压力分布,预紧力和激振力应在试样上对中,激振器的顶杆端面在加载后接近水平,以尽量减小切向力。另外,采用较大直径的环形试样也有利于减少切向力的影响。由于顶杆端面的平面与力传感器的球面触头接触,激振器与传感器在水平方向上的位置偏差不会影响法向载荷的对中性。

测量过程中,在激振频率很低的时候,试验装置中各零件的振动加速度很小,惯性力与激振力相比可以忽略,这就是准静态激振。此时试验装置中的各零件惯性力可以忽略,同时由于接触层很薄,接触层的质量可以忽略,按照Myklestad的复阻尼理论<sup>[15]</sup>,接触层稳态振动时的法向变形量 $x(t)$ 与法向激振力 $f(t)$ 之间的关系为

$$ke^{i\theta}x(t) = f(t) \quad (1)$$

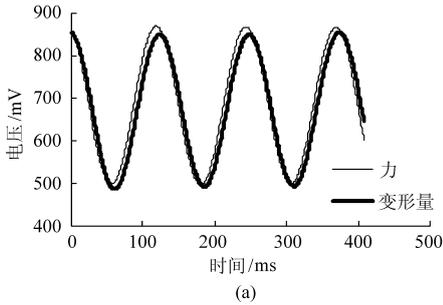
式中  $k$ ——结合面刚度

$\theta$ ——结合面变形量 $x(t)$ 滞后激振力 $f(t)$ 的相角,可以反映接触阻尼的大小

准静态条件下,力传感器的输出值等于2个试样接触层受到的载荷 $f(t)$ ,它也等于接触层的内力(包括弹性力和阻尼力)。随着激振频率的升高,试验装置中各零件的加速度增大,惯性力增大,破坏准静态的测试条件,力传感器的输出信号不再等于2个试样之间接触层的载荷。当力传感器的输出信号幅值高于低频激振时的幅值,表明试验装置中的惯性力已不可以忽略,此时不再满足准静态条件。

## 2 接触阻尼的滞后性质

图 2a 是激振频率为 8 Hz 时试验测得的法向力和接触变形量信号的波形图。为了便于比较变形信号相对于激振力的滞后情况,图中的力信号和变形量信号都采用电压单位 mV 表示,电压转换为应力的比例系数为 454 Pa/mV,转换为变形量的比例系



数为 2.1 nm/mV。从图中可以看出变形量信号相对于力信号存在滞后,与文献[9~10]以复刚度形式不同的是,接触变形滞后于激振力的相位不是 90°,而是一个比较小的角度。式(1)采用 Myklestad 的复阻尼方法用一个滞后的相位  $\theta$  表示接触阻尼,较之文献[9~10]以复刚度形式表示显然更为直接、方便。

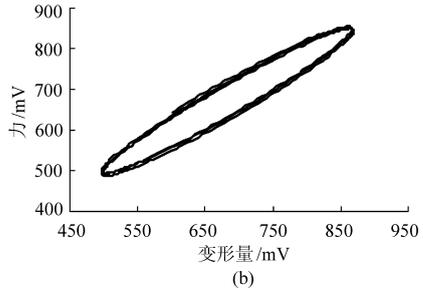


图 2 接触阻尼的性质

Fig. 2 Characteristics of contact damping

(a) 时域波形 (b) 滞回曲线

图 2b 是以图 2a 中的力信号  $f(t)$  为纵轴,以法向接触变形信号  $x(t)$  为横轴画出的力-变形量曲线图。变形信号的滞后在图 2b 中以滞回曲线的形式反映出来,相位滞后越大,滞回曲线封闭的面积越大,表示一个振动周期中能量的损耗越大。滞回曲线骨架线的斜率则反映接触层的刚度。振动过程中每个周期的能量损耗比  $\eta$  与变形滞后的相角  $\alpha$  之间关系为<sup>[16]</sup>

$$\eta = \tan \alpha \quad (2)$$

能量损耗比  $\eta$  与变形滞后的相角  $\alpha$  都可以用来反映阻尼的大小,本文用变形信号滞后的相位反映接触阻尼,测量方便,物理意义也更直观。

## 3 预紧力对滞后相位的影响

紧力之间的关系曲线。激振力为 22.7~296 kPa,预紧力为 0.205~1.68 MPa,相位为 2.2°~55°。图 3a 是激振频率为 0.25 Hz 时滞后的相位与预紧力之间的关系曲线,可以看到相位与预紧力基本保持线性关系,预紧力越大相位越小。相位-预紧力曲线的斜率与激振力幅值有关,激振力幅值越小,曲线斜率越大,滞后的相位也大。值得注意的是,曲线位置的高低与激振力幅值的关系不是单调的,激振力幅值过大或者过小,曲线位置都下降。由图可见,随着激振力幅值增大,曲线逐渐向下逼近一个极限位置。此外,对比激振频率为 128 Hz 的图 3b 可以看到,相位-预紧力曲线的位置高低还与激振频率有关,激振频率越高,曲线的位置越高,即滞后的相位越大。

图 3 是接触变形滞后于激振力的相位与法向预

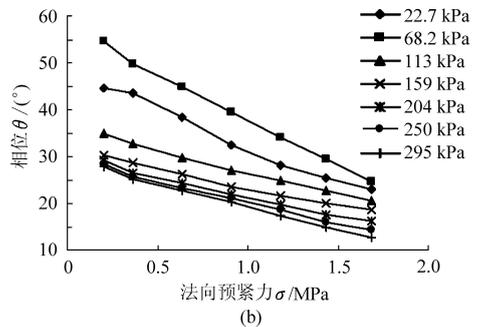
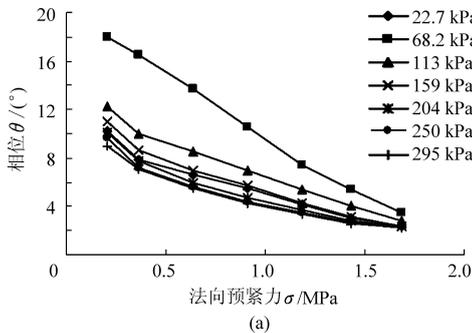


图 3 滞后相位与预紧力的关系

Fig. 3 Relationship between lagging phase and preload

(a) 激振频率 0.25 Hz (b) 激振频率 128 Hz

### 4 激振力幅值对相位的影响

图4是滞后的相位与激振力幅值的关系曲线。图4a、4b中滞后的相位都在激振力幅值较低的位置出现峰值,即法向的接触阻尼存在极值,滞后的相位与激振力的关系不是单调的,这与图3反映的情况一致。预紧力介于0.205 MPa和1.68 MPa之间时也有类似的情况,并且随着预紧力的增大,相位-预紧力曲线的位置在图中向下偏移。此外,由图4还可以看到,曲线的位置随着激振频率的降低而向下偏移。

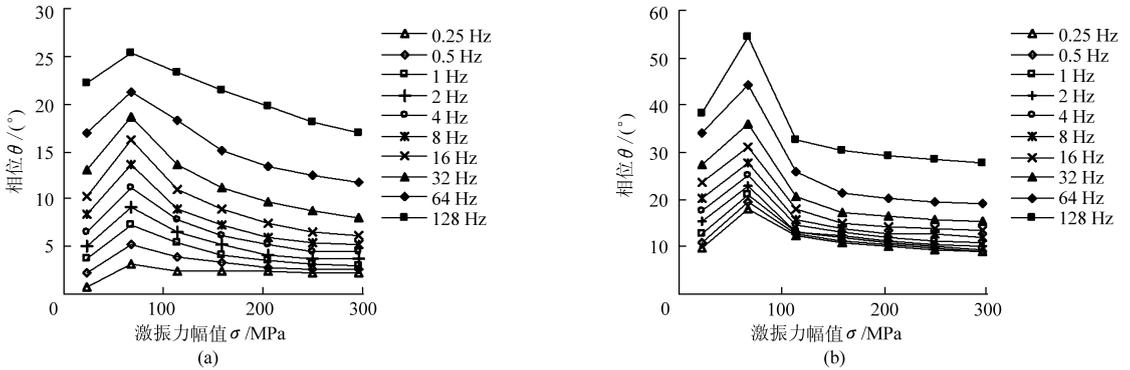


图4 滞后相位与激振力幅值的关系

Fig. 4 Relationship between lagging phase and amplitude of exciting force

(a) 预紧力 0.205 MPa (b) 预紧力 1.68 MPa

### 5 激振频率对相位的影响

图5是变形滞后的相位与激振频率的关系曲线。由图5a可知,滞后的相位随激振频率升高而升高,激振力幅值越大,曲线的位置越低,法向接触阻尼越小,与图3和图4的情况一致。此外,由图5a可以看到,在激振频率比较高时相位与激振频率大致呈线性关系。图5b的预紧力是1.68 MPa,对比图5a,滞后的相位整体降低,但仍然随着频率的升高而升高。

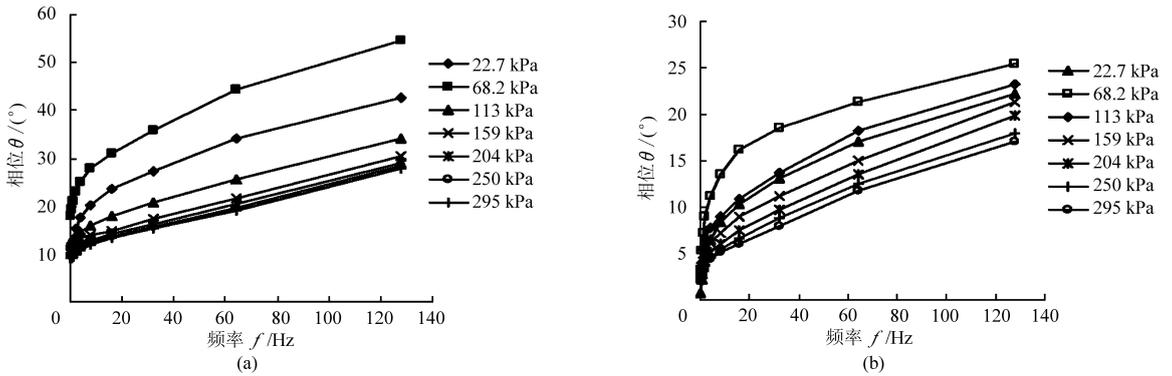


图5 滞后相位与激振频率的关系

Fig. 5 Relationship between lagging phase and exciting frequency

(a) 预紧力 0.205 MPa (b) 预紧力 1.68 MPa

### 6 结束语

试验结果表明,法向接触阻尼属于迟滞阻尼,接触变形滞后于载荷,但是滞后的相位不是90°,接触阻尼用式(1)的复阻尼形式表达比用文献[9~10]表示的复刚度形式更合适。在简谐激振时,法向接

触变形滞后激振力的相位与激振频率有关,激振频率超过20 Hz后,相位与频率大体保持线性关系。此外,相位还与预紧力和激振力幅值有关。滞后的相位与激振力幅值的关系不是单调的,在激振力幅值合适时,会出现相位的最大值。

### 参 考 文 献

- 1 廖伯瑜,周新民,尹志宏. 现代机械动力学及其工程应用[M]. 北京:机械工业出版社,2004:232~255.
- 2 张学良,徐格宁,温淑花. 机械结合面静态特性研究回顾及展望[J]. 太原重型机械学院学报,2002,23(3): 276~281. Zhang Xueliang, Xu Gening, Wen Shuhua. Review and prospect of the research on the static and dynamic characteristics of machine joint surfaces [J]. Journal of Taiyuan Heavy-Duty Machinery Institute, 2002,23(3):276~281. (in Chinese)
- 3 Ibrahim R A, Pettit C L. Uncertainties and dynamic problems of bolted joints and other fasteners[J]. Journal of Sound and

- Vibration, 2005,279:857~936.
- 4 Ouyang H, Oldfield M J, Mottershead J E. Experimental and theoretical studies of a bolted joint excited by a torsional dynamic load[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2006,48:1447~1455.
  - 5 Zaghbani I, Songmene V. Estimation of machine-tool dynamic parameters during machining operation through operational model analysis[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2009,49:947~957.
  - 6 Mao Kuanmin, Li Bin, Wu Jun, et al. Stiffness influential factors-based dynamic modeling and its parameter identification method of fixed joints in machine tools[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2010,50:156~164.
  - 7 张学良,温淑花,兰国生,等. 平面结合面切向接触阻尼分形模型及其仿真[J]. 西安交通大学学报,2011,45(5):74~77,136.  
Zhang Xueliang, Wen Shuhua, Lan Guosheng, et al. Fractal model for tangential contact damping of plane joint interfaces with simulation[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011,45(5):74~77,136. (in Chinese)
  - 8 Fu W P, Huang Y M, Zhang X L, et al. Experimental investigation of dynamic normal characteristics of machined joint surfaces[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2000, 122(4): 393~398.
  - 9 张广鹏,史文浩,黄玉美. 机床导轨结合部的动态特性解析方法及其应用[J]. 机械工程学报,2002, 38(10):114~117.  
Zhang Guangpeng, Shi Wenhao, Huang Yumei. Analysis method of dynamic behaviors of guideway joint and its application in machine tools design[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002,38(10): 114~117. (in Chinese)
  - 10 赵宏林,丁庆新,曾鸣,等. 机床结合部特性的理论解析及应用[J]. 机械工程学报,2008, 44(12):208~214.  
Zhao Honglin, Din Qingxin, Zeng Ming, et al. Theoretic analysis on and application of behaviors of machine tool joints[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008,44(12):208~214. (in Chinese)
  - 11 Abuzeid Osama M, Hashem S Alkhalidi, Peter Eberhard. A thermal creep model for the contact of nominally flat surfaces: Jeffreys' linear visco-elastic model[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2011, 53(10): 910~917.
  - 12 Abuzeid Osama M, Peter Eberhard. Linear viscoelastic creep model for the contact of nominal flat surfaces based on fractal geometry: standard linear solid (SLS) material[J]. ASME Journal of Tribology, 2007, 129(3): 461~466.
  - 13 Cheng W, Farhang K. A contact model of nominally flat rough surfaces based on a visco-elasto-adhesive interaction[J]. ASME Journal of Tribology, 2009, 131(4):044504-1~044504-5.
  - 14 王世军,赵金娟,张慧军,等. 一种结合部法向刚度的预估方法[J]. 机械工程学报,2011,47(21):111~115.  
Wang Shijun, Zhao Jinjuan, Zhang Huijun, et al. A method of estimating normal stiffness of joint[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011,47(21):111~115. (in Chinese)
  - 15 Myklestad No. The concept of complex damping[J]. ASME Journal of Applied Mechanics, 1952,19(3): 284~286.
  - 16 戴德沛. 阻尼技术的工程应用[M]. 北京:清华大学出版社,1991: 34~40.
- 

(上接第 313 页)

- 12 Paladino E E, Lima J A, Pessoa P A S, et al. A computational model for the flow within rigid stator progressing cavity pumps[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2011,78(1):178~192.
- 13 Menéndez Blanco A, Fernández Oro J M. Unsteady numerical simulation of an air-operated piston pump for lubricating greases using dynamic meshes[J]. Computers & Fluids, 2012,57:138~150.
- 14 高殿荣,王志强,赵一楠. 径向低速大转矩水液压马达定子曲线特性分析[J]. 机械设计,2012,29(9):29~35.  
Gao Dianrong, Wang Zhiqiang, Zhao Yi'nan. Analysis of stator curve characteristics of low speed high torque water hydraulic motor with radial piston[J]. Journal of Machine Design, 2012,29(9): 29~35. (in Chinese)
- 15 何存兴. 液压元件[M]. 北京:机械工业出版社,1982.
- 16 张仲寅,乔志德. 粘性流体力学[M]. 北京:国防工业出版社,1982.
- 17 高殿荣,王志强,温茂森,等. 径向低速大转矩水液压马达定子曲线分析[J]. 燕山大学学报,2011,35(6):493~500.  
Gao Dianrong, Wang Zhiqiang, Wen Maosen, et al. Analysis of stator curve of low speed high torque water hydraulic motor with radial piston[J]. Journal of Yanshan University, 2011, 35(6):493~500. (in Chinese)
- 18 那成烈. 轴向柱塞泵可压缩流体配流原理[M]. 北京:兵器工业出版社,2003.
- 19 安高成,吕翠萍,王明亮,等. 柱塞泵配流副三角槽的分析设计[J]. 太原重型机械学院学报,2004,25(4):246~249.  
An Gaocheng, Lü Cuiping, Wang Mingliang, et al. Analysis and design for piston pump distribution element triangular groove[J]. Journal of Taiyuan Heavy Machinery Institute, 2004,25(4): 246~249. (in Chinese)