

# 旋转行波超声电机的冲击动力学模拟及实验\*

陈超<sup>1</sup>, 任金华<sup>1</sup>, 石明友<sup>1</sup>, 刘通<sup>1,2</sup>, 赵淳生<sup>1</sup>

(1. 南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京, 210016)

(2. 中国人民解放军 63961 部队 北京, 100012)

**摘要** 研究了冲击产生的高过载对旋转型行波超声电机结构和性能的影响机理和规律。首先, 结合旋转型行波超声电机的工作机理和结构形式, 建立了该型超声电机在冲击载荷下的有限元模型, 利用显式算法模拟其在冲击过载环境中的暂态过程, 分析电机的定、转子及压电元件等部件的应力和应变分布规律, 研究和评估了目前超声电机结构对瞬时超大过载的耐受情况; 其次, 设计了特定夹持装置, 对旋转型行波超声电机的耐过载特性进行了马歇特锤击实验, 实验结果很好地印证了理论分析结果; 最后, 综合理论和实验结果评定了当前典型的旋转行波超声电机结构在特殊使用环境中的耐过载能力及易损伤部件。实验结果表明, 紧凑和简单的结构特点使得超声电机本身具有较好的适应大过载环境的工作能力, 在直接承受 8 千个重力加速度冲击过载后仍能维持一定的输出特性。

**关键词** 冲击; 高过载; 旋转行波超声电机; 显示算法

**中图分类号** TM356; TH113

## 引言

旋转行波超声电机(traveling wave type rotary ultrasonic motor, 简称 TRUM)是一种新型的特种电机, 利用了压电陶瓷的逆压电效应来实现电能到机械能的转换, 从而输出功率、驱动负载<sup>[1]</sup>。超声电机具有体积小、响应快、断电自锁、无需加减速机构就可以达到低速大扭矩的性能等优点, 在高真空、高低温度、强辐射的航空航天极端环境<sup>[2-4]</sup>下具有很好的应用前景。超声电机具有结构简单、紧凑的特点, 定子的结构形式和工作模态选择灵活<sup>[5]</sup>, 相对传统电机而言对过载更不敏感, 从构造原理上具有一定的耐冲击潜质和设计优势, 有可能用于承受强冲击力的精密驱动和执行系统中。因此, 将超声电机用在制导弹药的驱动和执行系统中是一种很好的选择。

制导炮弹发射条件极为苛刻, 需要承受内弹道过程中的高压气浪和冲击过载<sup>[6]</sup>, 冲击作用极短(毫秒级), 瞬时过载可达到几千甚至上万个重力加速度(以下用  $g$  表示)。因此, 驱动和执行机构能否在耐受过强的过载后保持正常的输出性能, 将直接决定制导系统的正常运行。普通的执行机构(如电磁电

机等)由于内部构成部件的结构和材料等限制, 在大过载冲击环境下易失效而导致不能正常工作<sup>[7]</sup>。超声电机作为一种新型的驱动装置, 相对其他执行机构而言, 具备结构紧凑、简单和快响应的特点以及耐受过载的构造原理, 丰富了制导弹药中执行结构的选择。尽管如此, 目前超声电机未考虑超高冲击过载的应用环境, 耐过载能力有待分析和验证。因此, 研究超声电机在冲击环境下的受力特点和评估其耐受能力, 对其在新领域的应用开拓具有重要意义。

笔者针对具有大冲击过载环境力的应用背景, 结合旋转型行波超声电机的构造机理, 分析在冲击载荷下各部件的力传递特点。建立了旋转型行波超声电机的冲击动力学模型, 采用显式算法研究其响应特性, 评估结构所能够承受的极限过载情况。通过马歇特锤击实验平台对电机进行了过载实验, 分析了冲击过载环境对超声电机性能的影响程度, 为超声电机用于特定的高冲击过载环境奠定了基础。

## 1 旋转型行波超声电机在高冲击载荷下的受力

发射环境具有瞬时冲击的特点, 表现为冲击的

\* 国家自然科学基金资助项目(50975135, 51175264); 江苏省优势学科建设工程资助项目; 机械结构力学与控制国家重点实验室开放基金资助项目(MCMS-0312G02)

收稿日期: 2013-12-26; 修回日期: 2013-12-29

激励峰值大(1 000 个  $g$  以上)且一般不会重复,造成的破坏是以峰值破坏为主。峰值破坏主要表现在质量效应较大,弹簧效应较小。此外,在弹性变形范围内还有可能出现与暂态振动相关的失效。因此,笔者首先根据旋转型行波超声电机(以下简称超声电机)的构造和工作机理,分析其在冲击载荷下的受力特点,研究在冲击峰值和暂态振动中的易损构件和破坏部位来评估超声电机在耐受过载环境中的性能。

### 1.1 超声电机的构造机理

旋转型超声电机主要由定子、压电陶瓷片、转子及其附件组成,附件包括加压弹簧、轴承、底座(支撑)以及壳体等。图 1 为超声电机结构原理图。

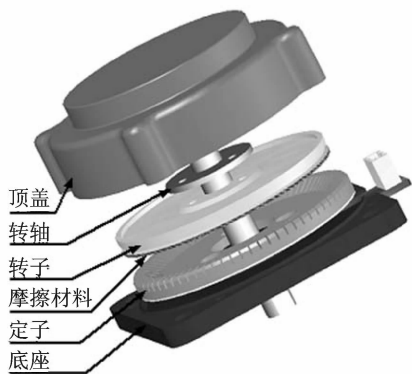


图 1 旋转型行波超声电机结构

Fig. 1 Configuration of TRUM

超声电机运行机理的本质由两个能量转换过程组成:a. 将特定的高频交流电施加到与定子黏接在一起的压电陶瓷元件上,依靠压电陶瓷的逆压电效应将电能转化为机械能(定子的微幅、高频振动); b. 通过过定、转子之间的摩擦作用,把定子的机械振动能量转化为转子的力矩和速度。确保上述能量转换和动力传递过程有效进行才能使电机获得预想的性能<sup>[8]</sup>。

### 1.2 超声电机在高冲击载荷下的受力特点及易损部位

装配好的旋转型行波超声电机在正常状态(指无冲击过载)下如图 2 所示。从旋转型行波超声电机的构造特点和工作原理来看,首要是分析两个能量转换过程对大冲击过载作用的敏感程度,即电机在经过大冲击作用后,压电陶瓷诱发定子振动和接触界面的摩擦传动能力是否下降、甚至失效,因此可从这两个方面来分析大冲击载荷下电机的受力特点

及影响机理。

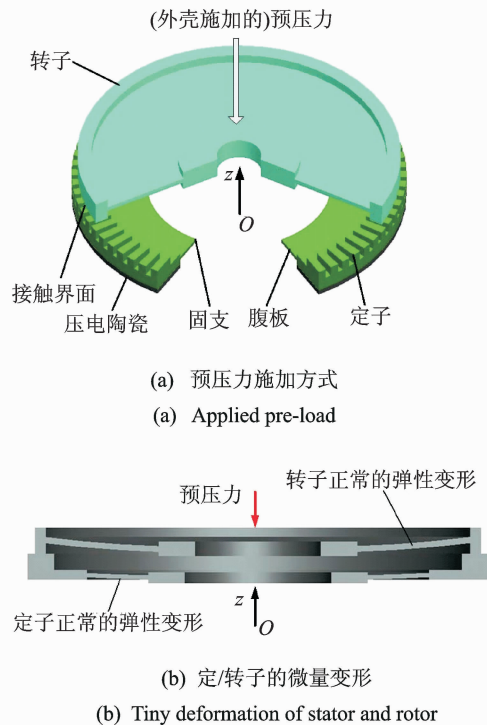


图 2 常态下超声电机各构件的受力

Fig. 2 Normal force of TRUM components

压电陶瓷抗压能力强而抗拉能力弱,对大过载的作用方向是敏感的。环形压电陶瓷元件以黏贴的方式固定在圆盘定子下端,胶层对陶瓷的粘贴面有一定保护作用,易损部分出现在压电陶瓷的自由端面。当沿图 2 中的  $z$  轴正方向施加冲击载荷,应力波将沿定子固支处传递进入结构,冲击响应峰值出现时的结构变形如图 3 所示,即压电陶瓷的自由端面产生最大峰值压缩应力。显然,相对反方向冲击导致的峰值拉伸变形来说更安全。

若反向施加大过载,则冲击响应峰值出现时的结构变形正好和图 3 相反,压电陶瓷自由端面将产生拉应力峰值,更易损坏。此外,冲击载荷会引起随后短时的暂态振动,即使按照图 2 的方向施加冲击,在响应峰值出现后,亦有可能因余振导致陶瓷疲劳损伤。

定子的内沿固支约束,转子在预压力的作用下与定子上表面紧密接触,转子会在弹性范围内产生一定的柔性变形<sup>[9]</sup>,而定子刚度大则变形较小。在常态下,定子和转子的这种配合能够使其在摩擦界面较为均匀的接触,确保定子在被诱发行波后有效地驱动转子。然而,在经受高冲击过载作用后,定子或转子是否会产生不可逆的塑性变形,影响定子和转子间的有效接触和驱动功能尚需要进一步

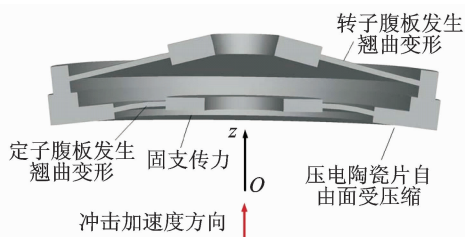


图3 冲击后的变形峰值状态

Fig. 3 Maximal deformation resulting from shock

研究。

## 2 超声电机的有限元模型及高冲击载荷分析

### 2.1 基于显式动力学理论的超声电机模型

超声电机是一个结构复杂的机电耦合系统,可采用动态非线性有限元的数值模拟来分析其在高冲击载荷下的响应特性<sup>[10]</sup>。超声电机在各种激励载荷的作用下其动力学方程可描述为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (1)$$

其中: $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 和 $\mathbf{K}$ 分别为结构系统的质量、阻尼和刚度矩阵; $\mathbf{F}$ 为系统所受到的载荷。

对于复杂结构的冲击动态响应将采用更为高效的显式中心差分法来求解。根据式(1),各节点在第 $n$ 个时间步结束时刻的加速度向量为

$$\ddot{\mathbf{x}}(t_n) = \mathbf{M}^{-1} \mathbf{F}_n^R \quad (2)$$

其中: $n$ 为时间步骤点。

$\mathbf{F}_n^R$ 为剩余力矢量,可表示为

$$\mathbf{F}_n^R = \mathbf{F}_n - [\mathbf{C}\dot{\mathbf{a}}(t_n) + \mathbf{K}\mathbf{a}(t_n)] \quad (3)$$

其中: $\mathbf{F}_n$ 为第 $n$ 个时间步结束时刻 $t_n$ 结构上所施加的节点外力向量;中括弧中实际上为 $t_n$ 时刻的内力矢量,通常由单元等效节点力、沙漏阻力以及接触力矢量构成。

加速度可由速度的一阶中心差分给出,速度由位移的一阶中心差分给出,分别为

$$\ddot{\mathbf{x}}(t) = \frac{[\dot{\mathbf{x}}(t_{n+\frac{1}{2}}) - \dot{\mathbf{x}}(t_{n-\frac{1}{2}})]}{\left[\frac{1}{2}\Delta t_{(n-1)} + \Delta t_n\right]} \quad (4)$$

$$\dot{\mathbf{x}}(t_{n+\frac{1}{2}}) = [\mathbf{x}(t_{n+1}) - \mathbf{x}(t_n)] / \Delta t_n \quad (5)$$

其中: $\Delta t_{n-1} = t_n - t_{n-1}$ ;  $\Delta t_n = t_{n+1} - t_n$ ;  $t_{n-\frac{1}{2}} = \frac{t_n + t_{n-1}}{2}$ ;  $t_{n+\frac{1}{2}} = \frac{t_{n+1} + t_n}{2}$ 。

节点位移向量可以由节点速度向量结合差分公

式得到,新的几何构型由初始位型加上上述位移增量获得。显式方法避免了反复更新刚度矩阵并求解线性方程组的成本,算效率高、保持稳定状态需要相对较小的时间步长。

超声电机完整结构的有限元模型如图4所示,通过夹持模具安装在摆锤上。其中,摆锤将以一定的速度撞击在实验台上,由此产生大的瞬间过载,冲击过程的动力学模拟采用显示算法完成。

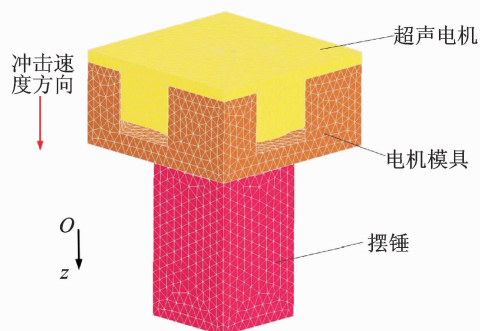


图4 超声电机冲击有限元模型

Fig. 4 Finite element model of TRUM with impact

图4中的超声电机定子材料选用刚度较高的磷青铜,转子材料选用硬铝,压电陶瓷材料选用PZT 8。为了全面评估超声电机的耐受冲击过载的能力,笔者在模拟和实验中的冲击方向都采取了对压电陶瓷片不利方式,即使电机的冲击速度沿 $Oz$ 轴方向,此时冲击响应峰值出现时的结构变形正好与图3相反。

### 2.2 高冲击载荷下超声电机的动态响应

图5为超声电机在承受10 000个g冲击时,不同时刻的等效应力分布情况直观地反应了冲击应力波的传递和结构的响应过程。

在图5中,冲击过载的加速度方向沿 $z$ 轴负方向,应力波首先自摆锤向电机传递,经过夹持模具后传给电机底座支撑和外壳。此时,在电机中存在两条冲击波传递途径:a.通过基座固支传递给定子(陶瓷单元)等;b.通过外壳施加在转子上。一方面,底座通过中间部位从定子固支处传递冲击过载,腹板内圈固支部分相对靠近齿的外沿区域产生沿 $z$ 轴负方向的运动趋势。另一方面,外壳从转子内沿处传递冲击波,内圈相对转子外沿部分产生沿 $z$ 轴负方向的位移趋势。在这个过程中,定子和转子会通过接触界互相挤压。在冲击峰值之后,电机各结构还会形成衰减振动。

定子和转子均有腹板薄壁结构,在承受高冲击

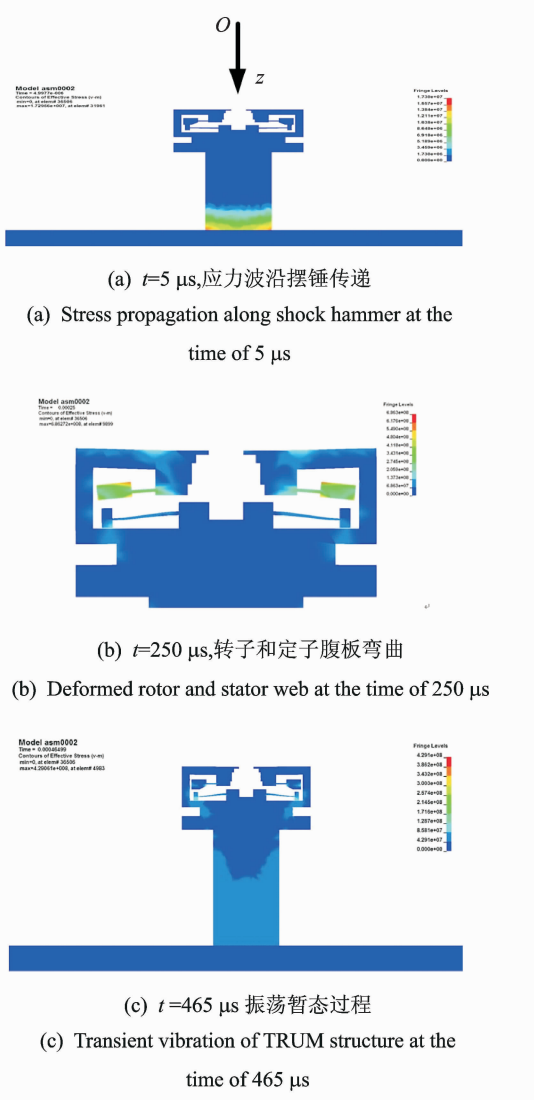


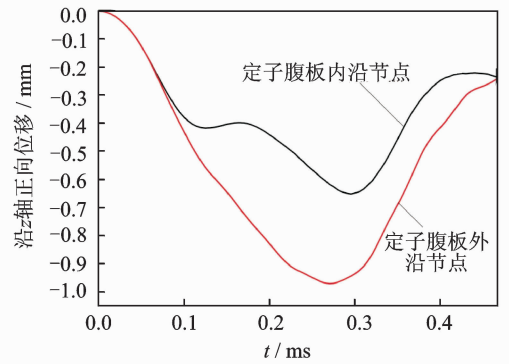
图 5 高冲击超声电机结构的应力响应

Fig. 5 Stress response of TRUM with impact

过载时容易出现较大应力和形变。尤其是当转子的刚度较小、产生的应力峰值超过其屈服应力时,腹板将产生永久的塑性变形而影响定子和转子的接触,超声电机的输出性能就会受到较大影响,甚至因为转子断裂而不能工作。分析表明,定子结构刚度较大,变形量很微小,但冲击过载会诱发暂态振动,需要考虑黏贴的压电陶瓷在暂态振动造成的潜在损伤或疲劳强度。

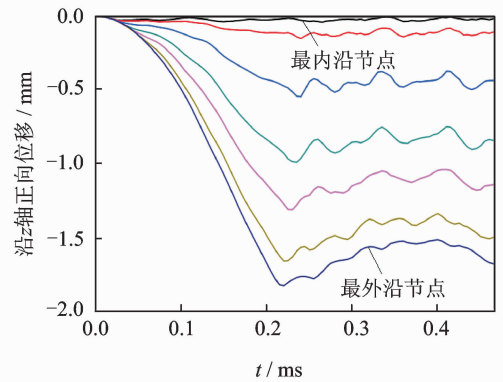
分别选取定、转子表面沿径向的节点,查看其位移和应力时程曲线。图 6 为在 10 000g 高冲击下,超声电机定、转子腹板径向方向节点的位移时程曲线。

由于定子相对变形较小,因此仅在腹板内沿和外沿选取了观测点,最后基本达到相同位移(基座移动导致的刚体位移)。定子和转子上各观测点的位



(a) 定子上节点的位移时程曲线

(a) Time history response of nodal displacement of the stator



(b) 转子上节点的位移时程曲线

(b) Time history response of nodal displacement of the rotor

图 6 定、转子腹板沿径向方向各节点的位移时程曲线  
Fig. 6 Time history response of nodal displacement of the stator and rotor

移在不同时刻到达峰值,约在  $t=0.465 \text{ ms}$  时基本保持一定位置,此时各点间与初态的位移差反映了定、转子在承受冲击后产生的永久变形量及分布情况。显然,定子腹板未发生明显变形。转子的刚度较小,从沿径向各点的位移时程曲线,内外沿两节点位移差值甚至可达 1.67 mm。

在冲击载荷作用过程中,定子内产生的应力尚未达材料(磷青铜)的屈服应力,处于弹性变形范围。转子结构产生的应力超过了材料(硬铝)的屈服应力(325 MPa),如图 7 所示,转子腹板产生了可观的塑性变形。压电陶瓷自由面上各观测点的位移响应如图 8 所示。

由于定子具有较大结构刚度,底面黏贴的陶瓷上产生的形变位移也很小。尽管如此,足够大的冲击引起的峰值变形和暂态振荡也有可能对脆性的陶瓷片构成损伤。

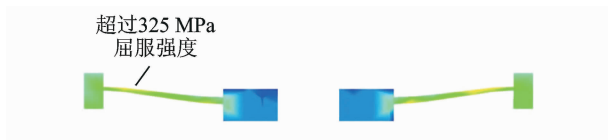


图 7 转子局部达到屈服

Fig. 7 Observed yield limit on the rotor



(b) 实验电机和夹持

(b) Tedest motor and clamp

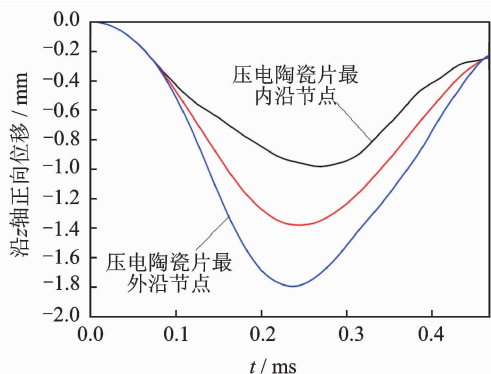


图 8 压电陶瓷片上节点的位移时程曲线

Fig. 8 Time history response of nodal displacement of the piezoelectric ring

图 9 锤击实验机和用于实验的超声电机

Fig. 9 Hammer device and tested motor

产生不同的冲击加速度)并固定,击锤会与水平位置有一定的角度。实验时将棘齿放开,挂在半圆轮上的重锤带动击锤快速回旋碰撞在铁砧上,就可在电机中产生所需要的冲击过载。实验中选用了 4 个完全相同的超声电机,分别承受的冲击过载为 2, 5, 8 和 10 kg。实验表明,经过 2 kg, 5 kg 和 8 kg 的冲击过载作用后,超声电机仍可以正常运转,但其输出特性的损失会随冲击过载的增大而加大,如图 10 所示。特别说明,在经过 10 kg 的冲击后,电机转子已裂开,电机基本不能运转,替换新的转子后可得到图 10 中的数据。

### 3 超声电机的高冲击过载实验及分析

#### 3.1 超声电机输出特性对冲击过载环境的耐受实验

利用马歇特锤击实验平台对超声电机耐受高冲击过载的能力进行了实验评估。马歇特锤是一种利用摆锤带动实验样品撞击铁质平台,可在撞击瞬间产生较大的冲击力,用来模拟瞬时超高加速度环境下实验样品的过载耐受情况。

马歇特锤击实验系统如图 9 所示,主要包括击锤、锤柄(实验样品固定于其上)、半圆轮、吊带、重锤、转轴、支架、棘爪、棘轮和铁砧等。

夹持的超声电机安装在击锤上,先将半圆轮上重锤放下,棘轮放在特定的齿位置上(不同的齿代表

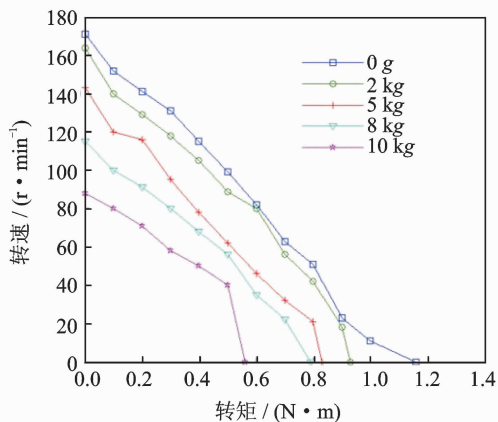
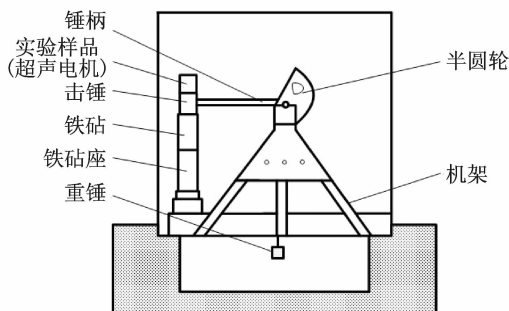


图 10 冲击过载对电机输出特性的影响

Fig. 10 Dependence of motor performance on impact acceleration

随着承受的冲击过载逐步增大,超声电机输出特性受到的影响逐步加大,但在 8 kg 以下性能损失最大约 30%。

以上分析表明,超声电机可耐受 8 kg 及以下的冲击过载环境,对转速和力矩特性有一定影响,冲击后可降指标使用,仍可满足某些特定领域的要求,具有一定的工作能力。特别值得注意的是,本实验对超声电机没有做任何防护和缓冲,完全是刚性的直



(a) 马歇特锤击装置实验示意图

(a) Shocking hammer device

接承受环境过载。因此,在经过特定设计和防护后,超声电机的耐过载特性还可以进一步提高。

### 3.2 冲击过载对超声电机结构的影响

通过马歇特锤从实验角度评估了旋转型行波超声电机的当前结构及输出特性对冲击过载的耐受特性。理论和实验都表明,定子腹板变形非常微小,即使冲击加速度达到  $10 \text{ kg}$ ,最大变形量也在  $0.1 \mu\text{m}$  变形以下。然而,转子的结构刚度较小,当冲击加速度在  $5 \text{ kg}$  以上,腹板变形已可接近  $0.7 \text{ mm}$ ,转子翘曲将导致定子和转子的接触不均匀,严重削弱定子对转子的摩擦驱动,进而对电机输出特性产生不可忽略的影响。

电机在承受  $10 \text{ kg}$  的冲击过载后只能间断运行,基本不能正常工作。拆开观察发现:连接壳体和定子座的 4 个螺栓有松动现象,定子外观则没有明显变形,陶瓷片发生断裂和局部脱落,而转子腹板明显变形并局部断裂,如图 11 所示。

转子腹板明显变形 振碎裂的陶瓷片



图 11 锤击实验后的拆分组件

Fig. 11 Disassembled parts after impact test

在  $10 \text{ kg}$  的冲击过载作用下,转子腹板产生严重变形导致的翘曲已非常严重,难以保证定子和转子之间施加有效的预压力,而且已经破坏了定、转子的接触和摩擦传动机制。电机的输出特性受到严重影响,自锁能力已接近为零,但通过替换转子仍可获得一定的输出特性。图 12 所示为转子径向方向各测量点与基准面的间距(反映了永久变形量)。转子测量基准及测量点如图 13 所示。

随着过载加速度值的降低,转子腹板变形逐渐减小,定子变形则维持在较低的数值。图 14 为不同加速度时转子最大变形值,而定子的变形很小(最大不超过零点几微米)。

作为超声电机结构中的关键部分,定子底端黏贴的压电陶瓷也是锤击实验中重点观察对象。结果发现,压电陶瓷仅在  $10 \text{ kg}$  的冲击作用下出现断裂并散落。原因可能是当承受足够大的冲击过载时,压电陶瓷片本身的微观缺陷或与定子弹性体之间的黏结缺陷会产生应力集中而导致其破裂或脱落、最终失效。

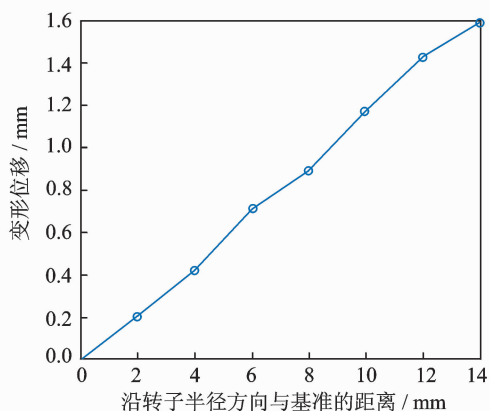


图 12 转子的变形位移

Fig. 12 Deformation displacement of rotor

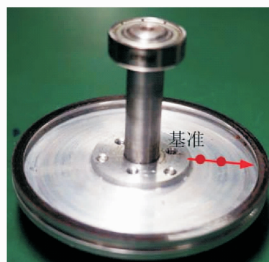


图 13 转子测量基准及测量点

Fig. 13 Measurement datum and measured points

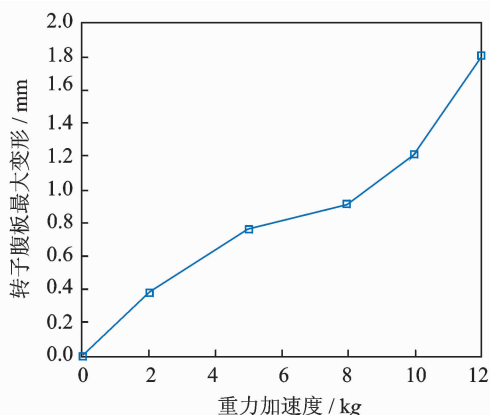


图 14 不同冲击加速度值下转子的最大变形量

Fig. 14 Maximal deformation displacement of rotor in the case of different impact acceleration

## 4 结束语

建立了旋转型行波超声电机在高冲击载荷下的有限元模型,分析了高过载冲击给电机各构件及工作机制带来的影响,通过实验检测了超声电机结构的耐受情况及输出特性变化。理论分析和实验结果

表明,在没有做任何防护和缓冲的前提下,超声电机完全可以在承受足够高的环境过载(8 kg)后,仍然保持有一定的输出特性。

为了使得超声电机耐受更高的冲击过载并确保良好的输出特性,需要深入研究预压力施加方式、结构刚度布置以及压电陶瓷的黏贴方式等在冲击载荷下的受力及卸载方式,同时研究外围的缓冲结构或弹性元件,以改善超声电机结构中存在的应力集中,使其能够耐受更高的冲击环境过载,在一些传统电磁电机难以应用的领域发挥作用。

### 参 考 文 献

- [1] 赵淳生,熊振华. 国内压电超声马达研究的现状和发展[J]. 振动、测试与诊断,1997, 17(2): 1-7.  
Zhao Chunsheng, Xiong Zhenhua. Development of piezoelectric ultrasonic motors in China[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 1997, 17(2): 1-7. (in Chinese)
- [2] Senjyu T, Miyazato H, Uezato K. Quick and precise control of an ultrasonic motor with dual mode control [J]. International Journal of Electronics, 1996, 80 (2): 191-200.
- [3] 赵淳生. 超声电机技术与应用[M]. 北京:科学出版社, 2007: 1-25.
- [4] 李晓牛,周盛强,姚志远,等. 超声电机在磁悬浮飞轮锁紧装置中的应用[J]. 振动、测试与诊断,2013, 33 (4): 555-559.  
Li Xiaoni, Zhou Shengqiang, Yao Zhiyuan, et al. Application of ultrasonic motor in locking device for magnetic bearing flywheel[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33 (4): 555-559. (in Chinese)
- [5] 陈超,赵淳生. 旋转型行波超声电机定子的子结构模型研究[J]. 振动工程学报, 2005(2): 238-242.  
Chen Chao, Zhao Chunsheng. Modeling of the stator of the traveling wave rotary ultrasonic motor based on substructural modal synthesis method[J]. Journal of Vibration Engineering, 2005 (2): 238-242. (in Chinese)
- [6] 祁载康. 制导弹药技术[M]. 北京:北京理工大学出版社, 2002:1-100.
- [7] 汪建峰,张杰,张毅. 高过载条件下弹丸材料所受应力的数值仿真[J]. 兵器材料科学与工程, 2009, 32 (1): 31-33.  
Wang Jianfeng, Zhang Jie, Zhang Yi. Numerical simulation on stress of projectile materials under high overload[J]. Ordnance Material Science and Engineering, 2009, 32(1): 31-33. (in Chinese)
- [8] 姚志远,吴辛,赵淳生. 行波超声电机定、转子接触状态试验分析[J]. 振动、测试与诊断,2009, 29(4): 388-391.  
Yao Zhiyuan, Wu Xin, Zhao Chunsheng. Test of contact interface properties of stator and rotor in traveling wave ultrasonic motor [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009, 29(4): 388-391. (in Chinese)
- [9] 陈超,赵淳生. 柔性转子对行波超声波电动机性能的影响[J]. 机械工程学报, 2008, 44(3): 152-159.  
Chen Chao, Zhao Chunsheng. Effect of flexible rotor on performance of Traveling wave type ultrasonic motor[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(3): 152-159. (in Chinese)
- [10] 王俊峰,张志谊. 基于 LS-DYNA 的冲击试验机碰撞分析[J]. 噪声与振动控制, 2007(6): 10-12.  
Wang Junfeng, Zhang Zhiyi. Impact analysis of impact test machine based on LS-DYNA[J]. Noise and Vibration Control, 2007(6):10-12. (in Chinese)



第一作者简介:陈超,男,1976年9月生,副教授。主要研究方向为超声电机技术。曾发表《非接触式球形转子压电作动器的研究》(《中国电机工程学报》2012年第32卷第6期)等论文。

E-mail: chaochen@nuaa.edu.cn