

纵弯式压电微马达驱动机理研究*

邵培革

(大连理工大学机械系 大连 116024)

王立鼎

(中国科学院长春光学精密机械研究所 长春 130022)

摘要 分析了纵弯式压电微马达驱动机理,建立了纵弯式压电微马达输出功率与驱动臂的倾角、长宽比之间的相位差及压紧力关系的数学模型,为纵弯式压电微马达的优化设计奠定了基础。

关键词 纵弯式 压电微马达 驱动机理

1 引言

微马达是微机械的重要动力源。它在科学仪器、微小机械人、医疗设备领域有良好的应用前景,是各国微机械研究的重点之一。微马达按驱动方式可分为电磁微马达、静电微马达和压电微马达等三种类型。其中,压电微马达采用摩擦力为驱动力,尺寸效应的负面影响较小,可能成为有前途的微机械动力源。

大中型的压电马达的研究起步于七十年代,在八十年代获得了较迅速地发展,日本的索尼和松下等公司已经有多品种的大中型压电马达问世^[1]。压电微马达的研究起始于美国,1992年麻省理工学院的 Anita. M. Flynn 等人研制出转子直径为 1.5mm 的薄膜式压电微马达模型^[2],随后,日本也在压电微马达方面开展了一些工作,但压电微马达的设计和制作要求更苛刻,目前仍处于实验研究阶段。

国内在八十年代末九十年代初开始了压电马达的研究工作,1993年中国科学院长春光学精密机械研究所研制成功转子直径为 $\varnothing 3\text{mm}$ 的行波压电微马达^[3],随后,中国科学院上海冶金所研制薄型压电微马达^[4]。1993年以来,长春光机所又在行波压电微马达驱动机理和纵弯式驻波压电微马达等方向开展了研究工作。

* 863计划资助项目

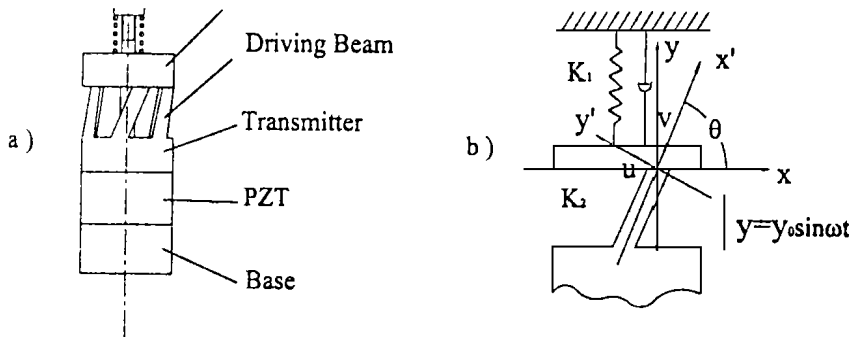
收稿日期: 1998- 07- 10

压电马达的机理研究和产品开发取得了一定的进展,但是由于这种马达的机械较复杂,研究的历史还很短,其性能还不尽人意。压电马达涉及振动学、机械学、电子学和材料学等众多学科,建立较完善的描述各种影响因素的数学模型,来分析驱动机理,优化结构设计是一项比较困难的工作。现在的许多设计工作,往往分析过于简化,不能深入的理解压电微马达的驱动机理,微马达的开发研制还有一定的盲目性,这是压电马达性能难以提高的重要原因。目前,大中型压电马达的效率还较低,微小型压电马达力矩输出较低,按压电体的储能密度计算及其与电磁马达的比较,压电马达仍有较大的潜力。

压电马达主要有行波和驻波两大类,行波压电马达一般利用不同时间和空间相位的驻波合成行波,而驻波压电微马达利用压电马达的特定的定子结构将纵向振动模式转换成扭转振动模式。本文将对一种结构简单易于微型化的压电微马达——纵弯式驻波压电微马达的驱动机理进行分析并以此为基础对该种压电微马达的优化设计进行探讨。

2 振动过程分析

纵弯压电微马达利用压电体的纵向振动,使与纵向成一定角度的驱动臂发生弯曲振动。这种弯曲振动将PZT的纵向振动模式转化成扭转振动模式,即当压电陶瓷PZT伸长时,驱动臂挠曲变形,臂端产生正向水平运动,当PZT收缩时,驱动臂由挠曲伸直,驱动臂端产生逆向水平运动。这种水平运动构成的扭转振动模式,驱动马达转子旋转运动。图1a)给出这种压电微马达的结构示意图。试验表明,这种马达的转子可以发生转动并输出力矩^[5]。但目前,这种马达的力矩较低。对旋转的机理分析也不够深入,如,臂端逆向运动时,是否必须与转子相脱离;驱动臂端是否必须发生椭圆运动;驱动臂的倾角及长宽比设置多大为好以及转子的压紧力与马达的动力特性的关系等基本问题尚未很好得到回答。对于微马达来说,驱动力矩低,是其发展的主要障碍。因此,以上问题的解决,对优化设计压电微马达结构,研制实用化的压电微马达非常



a) structure

b) mechanical analysis

Fig. 1 Longitudinal-bending piezo motor model

重要。本文将对这些问题进行探讨。图1b)是这种压电微马达的驱动原理示意图,如图1b)所示,定子传动体上端面在压电体的作用下,发生纵向振动,运动方程为

$$y_s = y_0 \sin \omega t \quad (1)$$

以往的研究认为,在定子轴向伸长时,驱动臂挠曲变形加大,臂端表面质点产生水平方向的相对运动,并通过转子与定子之间产生摩擦力拖动转子向相同方向运动。在压电振子的收缩状态,定子驱动臂顶端与转子迅速脱离,定子与转子无摩擦力的作用。从而促使其所接触的转子产生有规律的旋转运动^[5]。

可以看出这一分析的关键在于驱动臂端正向运动时,驱动臂与转子相接触,驱动臂端逆向运动时,驱动臂端与转子相互脱离的假设。这固然是一个对压电马达十分有利的假设。但对这一假设是否成立应该加以分析。事实上,在定子传动体(如图1.a中Transmitter所示)向上运动时,驱动臂发生弹性弯曲变形,对在纵向运动的影响相当于一弹簧 K_2 被压缩,在定子传动体向下运动时,如果驱动臂,即被压缩的弹簧 K_2 与转子相脱离,那么,弹簧由于振动体系中的集中质量突然趋近于零,其长度将以极大的速度增大,即其自由端将以极大的速度向上运动,必须使驱动臂端与转子相接触。因此,由驱动臂与转子相脱离的假设得出了矛盾的结果,反证了这一假设是不严格的。那么,在驱动臂端逆向运动过程中,驱动臂端对转子的运动起阻碍作用。压电马达能否有效运转并输出一定功率取决于驱动臂挠曲过程的驱动作用与伸直过程的阻碍作用的综合结果。以下建立这一过程的数学模型。

3 驱动过程的数学模型

转子在式(1)所示简协支撑振动的作用下发生纵向强迫振动,其运动方程为^[6]

$$y = B r^{i(\omega t - \Psi_1)} \quad (2)$$

其中振幅

$$B = y_0 \frac{\sqrt{K^2 + r^2 \omega^2}}{(K - m \omega^2)^2 + r^2 \omega^2} = y_0 \frac{1 + (2\zeta\lambda)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2} = \beta y_0 \quad (3)$$

相位差

$$\Psi_1 = \arctg \frac{2\zeta\lambda^3}{1 - \lambda^2 + (2\zeta\lambda)^2} \quad (4)$$

式中 $\zeta = \frac{n}{p}$, $\lambda = \frac{\omega}{P}$, $P = \frac{K}{m}$, $n = \frac{r}{m}$ 。

n ——阻尼系数, K ——弹簧刚度, m ——转子质量, r ——阻尼系数。

在忽略驱动臂的质量对振动的影响的情况下,驱动臂端受的力为

$$F = F_s + F_d = F_0 + K_2(y - y_s) \quad (5)$$

式中, F_s 为静力, F_d 为交变力, K_2 为等效弹性系数。

将式(1)、(2)、(3)、(4)代入式(5)得

$$F_d = F_{d0} \sin(\omega t - \Psi_2) \quad (6)$$

式中,

$$F_{d0} = Y_0 \beta^2 - 2\beta \sin \Psi_1 + 1 \quad (7)$$

$$\Psi_2 = \operatorname{arctg} \frac{\beta \sin \Psi_1}{\beta \cos \Psi_1 - 1} \quad (8)$$

由式(2)、(4)和式(6)、(8),可知, F_d 和 y 之间存在相位差。在 F_d 作用下,驱动臂将沿着 x 和 y 振动,振动方程分别为

$$u = -u_0 \sin(\omega - \Psi_3) \quad (9)$$

$$v = -v_0 \sin(\omega - \Psi_4) \quad (10)$$

如果不考虑摩擦力对振幅的影响

$$u_0 = \frac{F_{d0} L^3 \cos \theta}{3EI} \quad (11)$$

$$v_0 = \frac{F_{d0} L \sin \theta}{SE} \quad (12)$$

式中, E ——弹性模量, I ——弯曲转动惯量, S ——截面积。

摩擦力有减小振幅的作用,按一级近似分析,式(11)、(12)应为

$$u_0 = \frac{F_{d0} L^3 \cos \theta}{3EI} (1 - F_s \gamma_1) \quad (11)$$

$$v_0 = \frac{F_{d0} L \sin \theta}{SE} (1 - F_s \gamma_2) \quad (12)$$

式中, γ_1 、 γ_2 分别为摩擦力对振幅影响的系数。

在一个周期内,驱动臂通过摩擦力对转子所作的功

$$W = - \int_L F \mu (dx - V dt) \quad (13)$$

式中, L 为驱动臂端的运动曲线,(9)、(10)为其运动方程,其在 x 轴上的投影为

$$x = -u \sin \theta + v \cos \theta \quad (14)$$

V 为转子的转速。

将(14)、(15)代入(13)得

$$\begin{aligned} W &= \pi F_{d0} [u_0 \sin \theta \sin(\Psi_4 - \Psi_2) - v_0 \cos \theta \sin(\Psi_3 - \Psi_2)] - \frac{2\pi F_s V}{\omega} \\ &= \frac{L^2 \pi F_{d0}^2 \sin 2\theta}{E b h^3} [\sin(\Psi_4 - \Psi_2) (1 - \gamma_1 F_s) - \sin(\Psi_3 - \Psi_2) \frac{h^2}{L^2} (1 - \gamma_2 F_s)] - \frac{2\pi F_s V}{\omega} \\ &= \frac{L^3 \pi F_{d0}^2 \sin 2\theta}{E b h^3} \sin(\Psi_4 - \Psi_2) (1 - \gamma_1 F_s) - \frac{2\pi F_s V}{\omega} \end{aligned} \quad (15)$$

式中, h 为驱动臂的宽度, b 为驱动臂的厚度。

在忽略轴承摩擦阻力时, W 即每一振动周期输出的功,则输出的功率为

$$P = \frac{1}{2\pi} W \omega \quad (16)$$

4 讨 论

由式(2)、(4)和式(6)、(8)、(15)可以看出,由于驱动臂中存在阻尼,所以, Ψ_3 、 Ψ_2 、 Ψ_4 、 Ψ_2 , 则每一振动周期,驱动臂端都对转子做净功。该功大于外载阻力和轴承摩擦阻力所消耗的

功,就可以驱动转子转动。

由式(15)可以得出,驱动臂所作净功与驱动臂的倾角二倍的正弦函数成正比,倾角 45° 为最优;驱动臂所作净功与驱动臂的长宽比的平方成正比,与长厚比成正比。在保证转子与驱动臂连接接触的条件下,转子的压紧力越小越优,由式(5)和式(6)可得

$$F_s = F_d \quad (17)$$

5 结 论

提出了纵弯式压电微马达驱动机理数学模型;驱动臂端逆向运动时,不须与转子相脱离,驱动臂端的位移相对滞后时驱动臂对转子做净功的必要条件;驱动臂所作净功与驱动臂的倾角二倍的正弦函数成正比,倾角 45° 为最优;驱动臂所作净功与驱动臂的长宽比的平方成正比,与长厚比成正比。在保证转子与驱动臂连接接触的条件下,转子的压紧力越小越优。

参 考 文 献

- 1 刘一声. 压电电机及其应用. 压电与声光, 1998, 10(6): 60 ~ 71
- 2 Flynn A M, et al. Piezoelectric Micromotor for microbots. Ultrasonic Symposium. U S A 1990, 1163 ~ 1172
- 3 崔天宏. 超声微电机传动机理研究. 机械工程学报, 1995, 4: 71 ~ 76
- 4 Zhang Jiang, Dexin Shen, et al. Membrane micromotors based on piezoelectric properties of PBD: Polymer films, DSC-Vol. 59, Microelectromechanical Systems(MEMS)
- 5 马建旭. 微机械中的纵弯式压电微电机特性的研究:[博士论文]. 中国科学院长春光机所, 1997
- 6 郑兆昌. 机械振动(上册). 北京: 机械工业出版社, 1980
- 7 陈立周, 张英会, 吴清一, 吴继庚. 机械优化设计. 上海: 上海科学技术出版社, 1982

Study on Mechanism of Longitudinal-Bending Piezoelectric Motor

SHAO Pei-Ge

(Department of Mechanical Engineering, Dalian University of Science and Technology, Dalian 116024)

WANG Li-Ding

(Changchun Institute of Optics and Fine Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130022)

Abstract

Driving mechanism of longitudinal-bending piezoelectric motor has been analyzed. The relationship between the output power and the dip angle, the length to width ratio of the driving beam, the pressure on the rotator has been established, which forms a basis of optical design for longitudinal-bending piezoelectric motor.

Key words: Longitudinal-bending, Piezoelectric motor, Driving mechanism

邵培革 男, 1964年生。1996年于哈尔滨工业大学获博士学位, 现为大连理工大学机械系博士后, 发表学术论文十余篇。