

纵横耦合振动夹心式压电超声换能器的研究

林书玉 张福成

(陕西师范大学应用声学研究所 西安·710062)

本文利用解析方法研究了大尺寸及高频夹心式压电超声换能器的耦合振动。通过引入各部分的振动耦合系数及等效弹性系数,推出了换能器的基模耦合振动频率方程。与数值方法相比,由于计算公式具有简单的解析表达形式,因此无需电子计算机就可迅速得出结果。实验表明,本文理论得出的夹心式换能器的共振频率比一维理论得出的结果更加接近于实际测量值。

关键词:夹心换能器,横向振动,纵向振动,等效弹性系数,共振频率

1 引言

在水声及功率超声技术中,夹心式压电换能器(又称复合压电换能器)的应用极为广泛,在传统的设计理论中,假定换能器作一维振动^[1-3],因此,要求换能器的横向尺寸远小于其纵波长。然而,随着换能器应用范围的不断扩大,在换能器的设计中出现了两类一维理论无法解决的问题。(1)高频夹心换能器的设计。当换能器的频率升高时,与此对应的声波波长及换能器的纵向尺寸将减小。为满足一维理论的要求,其横向尺寸也必须相应的减小,因此,降低了换能器的机械强度及功率容量。为了提高高频换能器的功率容量,必须加大其横向尺寸,因此高频换能器中的横向振动不可忽略。(2)大功率夹心换能器的设计,在某些功率超声的应用中,例如超声冷拔金属管,超声焊接等,由于换能器横向尺寸的增大,横向振动不可忽略。在上述两种情况下,换能器的实际振动模式将是纵向与横向振动的相互耦合。

对于夹心式压电换能器的耦合振动,文

献[4, 5]曾利用数值方法进行计算,但计算较繁。文献[6]研究了一种一维高频夹心换能器,但制作工艺较难,文献[7]利用表观弹性法,[8]研究了圆形对称结构夹心换能器的设计。得出的结果与数值法基本符合。本文研究了一般结构夹心换能器的设计,由于换能器各部分的横截面为矩形,因此其耦合振动模式比圆截面换能器的振动更加复杂。在本文的分析中,我们首先导出换能器各组成部分的等效弹性系数,然后推导其耦合振动的频率方程,最后得出理论及实验结果。

2 换能器各组成部分的等效弹性系数

图1为一矩形截面夹心式压电换能器,(a)(b)(c)3图为换能器各部分的横截面示意图, l_{bx} , l_{by} , l_{bz} , l_{fx} , l_{fy} , l_{fz} 及 l_{ox} , l_{oy} , l_{oz} 分别为前后盖板及陶瓷片宽度,高度及厚度,在本文的分析中,换能器的纵向尺寸与其横向尺寸可以比拟,因此,一维理论不再适用。根据弹性力学理论,对于换能器的轴对称耦合振动,可得如下形式的应力与应变关系及压电方程。

收稿日期92-12-1

声学技术

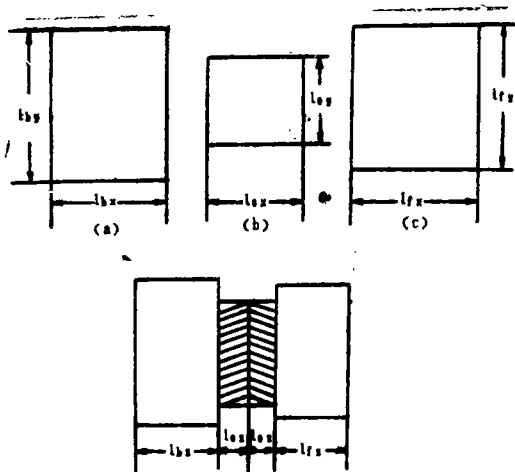


图1 矩形截面压电换能器的几何示意图

2.1 后盖板

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_{bx} \\ \varepsilon_{by} \\ \varepsilon_{bz} \end{pmatrix} = \frac{1}{E_b} \begin{pmatrix} 1 & -\nu_b & -\nu_b \\ -\nu_b & 1 & -\nu_b \\ -\nu_b & -\nu_b & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \sigma_{bx} \\ \sigma_{by} \\ \sigma_{bz} \end{pmatrix} \quad (1)$$

式中 E_b 及 ν_b 为后盖板材料的杨氏模量及泊松系数, σ_{bx} , σ_{by} , σ_{bz} 及 ε_{bx} , ε_{by} , ε_{bz} 为其轴向应力及应变, 令 $n_{b1} = \sigma_{bx}/\sigma_{by}$, $n_{b2} = \sigma_{by}/\sigma_{bz}$, $n_{b3} = \sigma_{bz}/\sigma_{bx}$, n_{b1} , n_{b2} 及 n_{b3} 称为后盖板的振动耦合系数, 可得以下关系,

$$n_{b1}n_{b2}n_{b3} = 1 \quad (2)$$

根据上述关系, 可得后盖板金属材料的等效弹性系数 E_{bx} , E_{by} 及 E_{bz} ,

$$E_{bx} = \frac{E_b}{1 - \nu_b(n_{b3} + 1/n_{b1})} \quad (3)$$

$$E_{by} = \frac{E_b}{1 - \nu_b(n_{b1} + 1/n_{b2})} \quad (4)$$

$$E_{bz} = \frac{E_b}{1 - \nu_b(n_{b2} + 1/n_{b3})} \quad (5)$$

式中, $E_{bx} = \sigma_{bx}/\varepsilon_{bx}$, $E_{by} = \sigma_{by}/\varepsilon_{by}$,
 $E_{bz} = \sigma_{bz}/\varepsilon_{bz}$

2.2 前盖板

根据类似的分析, 对于前盖板金属材料可得以下的关系式,

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_{fx} \\ \varepsilon_{fy} \\ \varepsilon_{fz} \end{pmatrix} = \frac{1}{E_f} \begin{pmatrix} 1 & -\nu_f & -\nu_f \\ -\nu_f & 1 & -\nu_f \\ -\nu_f & -\nu_f & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \sigma_{fx} \\ \sigma_{fy} \\ \sigma_{fz} \end{pmatrix} \quad (6)$$

$$n_{f1}n_{f2}n_{f3} = 1 \quad (7)$$

$$E_{fx} = \frac{E_f}{1 - \nu_f(n_{f3} + 1/n_{f1})} \quad (8)$$

$$E_{fy} = \frac{E_f}{1 - \nu_f(n_{f1} + 1/n_{f2})} \quad (9)$$

$$E_{fz} = \frac{E_f}{1 - \nu_f(n_{f2} + 1/n_{f3})} \quad (10)$$

在上述各式中, 各量的意义同前。

2.3 压电陶瓷片

对于沿厚度极化的片子, 根据压电方程, 忽略压电效应, 但考虑其各向异性, 实际上陶瓷片在垂直于极化轴的平面内是各向同性的, 可得如下形式的方程式。关于忽略压电效应所产生的误差可参见文献[9]。

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_{0x} \\ \varepsilon_{0y} \\ \varepsilon_{0z} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} S_{11}^E & S_{12}^E & S_{13}^E \\ S_{12}^E & S_{11}^E & S_{13}^E \\ S_{13}^E & S_{13}^E & S_{33}^E \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \sigma_{0x} \\ \sigma_{0y} \\ \sigma_{0z} \end{pmatrix} \quad (11)$$

$$n_{01}n_{02}n_{03} = 1 \quad (12)$$

$$E_{0x} = \frac{1}{S_{11}^E(1 - \nu_{12}/n_{01} - \nu_{13}/n_{03})} \quad (13)$$

$$E_{0y} = \frac{1}{S_{11}^E(1 - \nu_{12}/n_{01} - \nu_{13}/n_{02})} \quad (14)$$

$$E_{0z} = \frac{1}{S_{33}^E(1 - \nu_{31}/n_{02} - \nu_{31}/n_{03})} \quad (15)$$

式中 S_{ij}^E 为弹性柔顺常数, $\nu_{12} = -S_{12}^E/S_{11}^E$, $\nu_{13} = -S_{13}^E/S_{11}^E$, $\nu_{31} = -S_{13}^E/S_{33}^E$, 其余各量的意义同前。

3 夹心式压电换能器的耦合振动频率方程

根据上述分析及得出的等效弹性系数表达式, 由表观弹性法原理, 可得夹心式压电换能器的基频耦合振动频率方程。

3.1 横向振动频率方程

(1) 后盖板

$$k_{bx}l_{bx} = \pi \quad (16)$$

$$k_{by}l_{by} = \pi \quad (17)$$

式中 $k_{bx} = \omega/c_{bx}$, $k_{by} = \omega/c_{by}$, $c_{bx} = (E_{bx}/\rho_b)^{1/2}$, $c_{by} = (E_{by}/\rho_b)^{1/2}$, k_{bx} , k_{by} 及 c_{bx} , c_{by} 为等效的波数及声速, ρ_b 为后盖板材料密度, $\omega = 2\pi f$

(2) 前盖板

$$k_{fx}l_{fx} = \pi \quad (18)$$

$$k_{fy}l_{fy} = \pi \quad (19)$$

式中 $k_{fx} = \omega/c_{fx}$, $k_{fy} = \omega/c_{fy}$, $c_{fx} = (E_{fx}/\rho_f)^{1/2}$, $c_{fy} = (E_{fy}/\rho_f)^{1/2}$, ρ_f 为前盖板材料的密度, 式中其余各量的定义同前。

(3) 压电陶瓷矩形片

$$k_{0x}l_{0x} = \pi \quad (20)$$

$$k_{0y}l_{0y} = \pi \quad (21)$$

式中 $k_{0x} = \omega/c_{0x}$, $k_{0y} = \omega/c_{0y}$, $c_{0x} = (E_{0x}/\rho_0)^{1/2}$, $c_{0y} = (E_{0y}/\rho_0)^{1/2}$, ρ_0 为陶瓷材料的密度, k_{0x} , k_{0y} 及 c_{0x} , c_{0y} 分别为陶瓷片的等效波数及声速。

3.2 纵向振动频率方程

为了简化分析, 假定换能器的节点位于两片矩形截面陶瓷片的中间, 由此可得换能器耦合振动的纵向振动频率方程,

(1) 节点以前

$$n_{f2} = \frac{v_f(v_f + 1 - A_f/l_{fx}^2)}{(1 - A_f/l_{fx}^2)(1 - A_f/l_{fy}^2) - v_f^2} \quad (24)$$

$$n_{f3} = \frac{(1 - A_f/l_{fx}^2)(1 - A_f/l_{fy}^2) - v_f^2}{v_f(v_f + 1 - A_f/l_{fy}^2)} \quad (25)$$

$$n_{02} = \frac{v_{13}(v_{12} + 1 - \frac{c_{01}^2}{l_{0x}^2\Omega})}{(1 - \frac{c_{01}^2}{l_{0x}^2\Omega})(1 - \frac{c_{01}^2}{l_{0y}^2\Omega}) - v_{12}^2} \quad (26)$$

$$n_{03} = \frac{(1 - \frac{c_{01}^2}{l_{0x}^2\Omega})(1 - \frac{c_{01}^2}{l_{0y}^2\Omega}) - v_{12}^2}{v_{13}(v_{12} + 1 - \frac{c_{01}^2}{l_{0y}^2\Omega})} \quad (27)$$

式中 $A_f = c_f^2\pi^2/\omega^2$, $c_f^2 = E_f/\rho_f$, c_f 为细棒中纵振动速度, $c_{01}^2 = 1/(S_{11}^E\rho_0)$, c_{03}^2

$$\text{tg}(k_{0z}l_{0z}) \cdot \text{tg}(k_{fz}l_{fz}) = \frac{\rho_0 c_{0z} S_0}{\rho_f c_{fz} S_f} \quad (22)$$

式中 $k_{0z} = \omega/c_{0z}$, $k_{fz} = \omega/c_{fz}$, $c_{0z} = (E_{0z}/\rho_0)^{1/2}$, $c_{fz} = (E_{fz}/\rho_f)^{1/2}$, $S_0 = l_{0x} \cdot l_{0y}$, $S_f = l_{fx} \cdot l_{fy}$, S_0 及 S_f 为矩形陶瓷片及前盖板的截面积。

(2) 节点以后

$$\text{tg}(k_{0z}l_{0z}) \cdot \text{tg}(k_{bz}l_{bz}) = \frac{\rho_0 c_{0z} S_0}{\rho_b c_{bz} S_b} \quad (23)$$

式中 $k_{bz} = \omega/c_{bz}$, $c_{bz} = (E_{bz}/\rho_b)^{1/2}$, $S_b = l_{bx} \cdot l_{by}$

根据换能器的设计理论, 节点前后可看为两个独立的部分而单独设计。在本文的研究中, 节点以前包括压电陶瓷矩形片及前盖板, 而节点以后包括压电陶瓷及后盖板。根据上述分析, 节点以前部分的频率方程包括横向频率方程(18), (19), (20), (21)及纵向频率方程(22), 结合(7)及(12)两式共有七个方程, 与方程包含的未知数 n_{f1} , n_{f2} , n_{f3} , n_{01} , n_{02} , n_{03} 及 ω 的数目相同, 因此问题的解是确定的, 由上述各式可得前盖板及陶瓷片的振动耦合系数:

$= 1/(S_{33}^E\rho_0)$, $\Omega = \omega^2/\pi^2$, 把(24) — (27) 四式代入(22)式可得换能器节点以前部分的

基模频率方程。同理，对于节点以后部分，包括横向频率方程(16)，(17)，(20)，(21)及纵向频率方程(23)，结合(2)(12)两式，可得后盖板及陶瓷片的振动耦合系数为：

$$n_{b2} = \frac{v_b(v_b + 1 - \frac{A_b}{l_{bx}^2})}{(1 - \frac{A_b}{l_{bx}^2})(1 - \frac{A_b}{l_{by}^2}) - v_b^2} \quad (28)$$

$$n_{b3} = \frac{(1 - \frac{A_b}{l_{bx}^2})(1 - \frac{A_b}{l_{bv}^2}) - v_b^2}{v_b(v_b + 1 - \frac{A_b}{l_{bv}^2})} \quad (29)$$

由于换能器的两片压电陶瓷是相同的，故节点以后部分陶瓷的振动耦合系数与(26)及(27)式相同。式中 $A_b = c_b^2 \pi^2 / \omega^2$ ， $c_b^2 = E_b / \rho_b$ ，把 n_{b2} ， n_{b3} 及 n_{02} ， n_{03} 的表达式代入(23)式，可得夹心换能器节点以后部分耦合振动基模的频率方程，此时，方程(23)中仅包括材料系数，几何尺寸及频率，因此，可

以用来计算换能器的频率或几何尺寸。

4 实验及结论

为了验证文中得出的矩形截面夹心式压电换能器耦合振动的基模频率方程，我们加工了四个横向尺寸与其纵向尺寸可相比拟的夹心换能器，为简化计算，换能器设计为中心对称结构，即 $l_{bx} = l_{fx}$ ， $l_{by} = l_{fy}$ ， $l_{bz} = l_{fz}$ 。换能器前后盖板的材料为硬铝，其材料参数为： $E_b = E_f = 7.15 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$ ， $\rho_b = \rho_f = 2.7 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ， $v_b = v_f = 0.34$ ，压电材料为PZT-4，其参数为： $\rho_0 = 7.5 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ， $S_{11}^E = 12.3 \times 10^{-12} \text{ m}^2/\text{N}$ ， $S_{33}^E = 15.5 \times 10^{-12} \text{ m}^2/\text{N}$ ， $v_{12} = 0.33$ ， $v_{13} = 0.43$ ， $v_{31} = 0.34$ ，换能器的几何尺寸、共振频率的计算值 f_c 及测量值 f_m 见表1，表中 f_1 为一维理论得出的换能器的共振频率， f_c 为本文耦合振动理论的计算值， f_m 为由扫频仪测出的结果。

表1 夹心换能器纵向共振频率的计算及测量值

振子	$l_{bx}(\text{mm})$	$l_{by}(\text{mm})$	$l_{bz}(\text{mm})$	$l_{0x}(\text{mm})$	$l_{0y}(\text{mm})$	$l_{0z}(\text{mm})$	$f_c(\text{Hz})$	$f_m(\text{Hz})$	$f_1(\text{Hz})$
1	60	60	34.1	50	50	2.5	30000	28958	33550
2	60	60	57.7	50	50	2.5	20000	19112	20700
3	50	50	36.6	40	40	2.0	30000	28992	31850
4	50	50	59.0	40	40	2.0	20000	19227	20450

从表中数据可以看出，与一维理论得出的换能器的共振频率 f_1 相比，由本文耦合振动理论得出的结果 f_c 与换能器共振频率的测量值 f_m 更加接近。

总结上述分析，可得以下结论：

(1)与数值法相比，利用本文方法可以迅速得出夹心式压电换能器的耦合振动基频，且计算简单，物理意义明显。

(2)与一维理论的结果相比，本文理论

得出的换能器的共振频率与测量值更加符合。

(3)本研究得出的理论计算公式将为大功率及高频夹心换能器的研究及设计提供重要的理论依据，有助于大功率超声换能器技术及其应用的发展。

参考文献

1. 陈桂生，朱革非，张宏彬. 大振幅超声换能器设计. 声学技术，1983，2(1)

中国的奥斯卡电影院

——记上海影城音质评价学术活动

上海影城是国内投资最多、规模最大、设备最新、技术最先进的电影艺术中心，建成近两年来得到了国内外各方面很高的评价，上海影城的建成是中国电影事业的骄傲，美国华纳公司专家赞誉上海影城完全可以同美国奥斯卡的电影院相媲美。影城建成以来取得了很好的社会效益和经济效益，今年影城将迎来我国第一届国际电影节。

4月27日，上海声学学会建声委员会同上海市建筑学会物理委员会联合在上海影城举行了一次音质设计介绍，参观及主观音质评价学术活动。上海影城热情地支持了这次学术活动，来自本市建筑声学、电声、广播、电影、音响及建筑界的五十名专家技术人员出席了本次活动。影城的有关领导介绍了上海影城开业以来使用情况及接待国内中央、部委及省市领导、国外来访官员和电影界人士的情况。上海影城建筑声学设计负责人华东建筑设计院教授级高工章奎生同志在会上介绍了上海影城五个电影厅的音质设计简况，并重点介绍了70mm超宽银幕六声道立体声电影厅的音质特点，又陪同大家参观各个电影厅。最后在1100座的第一放映厅观看了70mm超宽银幕立体影片，对音质效果作了主观听音评价。评价结果表明，绝大多数专家作出了很高的评价，认为混响适中，声音动态范围很大，还音清晰度很高，丰满度也很好，声音逼真自然，立体声方位感很强，对电影厅的音质都表示十分满意。

本刊讯

2.袁易全，杨厚基. 大功率超声换能器系统的研制. 声学技术, 1987, 6(4)

3.周福洪. 水声换能器及基阵. 国防工业出版社, 北京, 1984, 62~84.

4.Y.Kagawa and T.Yamabuchi Finite element approach for a piezoelectric circular rod. IEEE Trans. 1976, SU-23, 262.

5.Reinhard lerch, Simulation of piezoelectric devices by two and three-dimensional finite elements. IEEE Transactions on ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency control, 1990, 37, 233~247.

6.Yuji Watanabe, et al., New high

frequency ultrasonic plastics welding, 14th International Congress on Acoustics, 1992, vol.2 c6-6

7.任树初. 压电振子的多维耦合振动(II)——复合压电振子. 声学学报, 1983, 8(5), 271~279

8.Mori, E., et al., Analysis of a short column vibrator by apparent elasticity method and its applications. Ultrasonics International 1977 Conference Proceedings, IPC Science & Technology Press, 1977, 262

9.任树初, 压电振子的多维耦合振动(I)——纯压电振子. 声学学报, 1983, 8(3), 147~158.