

类声子晶体结构对超声塑料焊接工具横向振动的抑制

赵甜甜 林书玉 段祎林

Suppression of lateral vibration in rectangular ultrasonic plastic welding tool based on phononic crystal structure

Zhao Tian-Tian Lin Shu-Yu Duan Yi-Lin

引用信息 Citation: *Acta Physica Sinica*, 67, 224207 (2018) DOI: 10.7498/aps.67.20181150

在线阅读 View online: <http://dx.doi.org/10.7498/aps.67.20181150>

当期内容 View table of contents: <http://wulixb.iphy.ac.cn/CN/Y2018/V67/I22>

---

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

[基于环形微腔的多频段三角晶格光子晶体耦合腔波导光学传输特性的研究](#)

Optical Transmission Characteristics of Multi-band Triangular-Lattice Photonic Crystal Coupling Cavity Waveguide Based on Annular Microcavity

物理学报.2018, 67(23): 234201 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.67.20181579>

[等效零折射率材料微腔中均匀化腔场作用下的简正模劈裂现象](#)

Normal-mode splitting induced by homogeneous electromagnetic fields in cavities filled with effective zero-index metamaterials

物理学报.2018, 67(2): 024210 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.67.20171880>

[蜂巢光子晶格中光波的无衍射和反常折射](#)

Non-diffraction propagation and anomalous refraction of light wave in honeycomb photonic lattices

物理学报.2017, 66(23): 234207 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.66.234207>

[人工带隙材料的拓扑性质](#)

Topological properties of artificial bandgap materials

物理学报.2017, 66(22): 224203 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.66.224203>

[厚金属 Ag 膜的磁光法拉第旋转效应的增强](#)

Magneto-optical Faraday rotation effect enhancement of a thick metal Ag

物理学报.2012, 61(16): 164210 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.61.164210>

# 类声子晶体结构对超声塑料焊接工具 横向振动的抑制\*

赵甜甜<sup>1)</sup> 林书玉<sup>1)†</sup> 段祎林<sup>2)</sup>

1)(陕西师范大学, 陕西省超声重点实验室, 西安 710119)

2)(西安石油大学理学院, 西安 710065)

(2018年6月12日收到; 2018年9月30日收到修改稿)

利用声子晶体的带隙理论以及耦合振动理论对大尺寸矩形超声塑料焊接工具的耦合振动进行了研究. 在实际工程应用中, 大尺寸工具的横向振动将严重导致工具头辐射面位移不均匀, 影响系统的焊接质量及工作效率. 为提高其工作效率, 改善工具头辐射面位移的均匀程度, 利用类声子晶体结构对大尺寸超声塑料焊接工具的横向振动进行抑制, 分析并得出了类声子晶体结构的横向振动带隙, 同时分析了工具头横向振动未抑制与抑制后其辐射面位移的大小与均匀程度. 研究表明, 通过合理设计类声子晶体的结构及尺寸, 可以有效抑制超声塑料焊接工具的横向振动. 不但改善了焊接工具辐射面纵向振动位移的均匀程度, 而且提高了焊接工具的纵向振动位移幅度.

**关键词:** 耦合振动, 声子晶体, 振动抑制

**PACS:** 42.70.Qs, 43.35.+d, 46.40.-f, 63.20.-e

**DOI:** 10.7498/aps.67.20181150

## 1 引言

超声焊接是大功率超声的主要应用之一, 在汽车工业、航空及航天等领域具有广泛的应用<sup>[1]</sup>. 换能器和工具头是超声焊接系统的重要组成部分. 对于不同的焊接对象, 需要使用不同的工具头. 就较大的塑料焊接部件而言, 需要使用大尺寸的焊接工具对其进行焊接. 林书玉和张福成<sup>[2]</sup>曾研究了大尺寸焊接工具, 发现其在换能器的激发下, 工具头将会产生纵向振动和横向振动的耦合效应. 横向振动会使工具头辐射面位移不均匀, 从而影响焊接效果. 因此, 必须采用一定的方法抑制工具头的横向振动, 提高超声塑料焊接系统的工作效率, 优化焊接效果. 本文设计的焊接工具头采用类声子晶体结构, 该结构可对工具头的横向振动进行有效抑制.

类声子晶体结构不同于理想声子晶体, 理想的声子晶体模型一般认为在非周期方向具有无限

尺寸, 本文的声子晶体结构在非周期方向尺寸有限. 温熙森等在《声子晶体》专著中将这类结构称为类声子晶体结构或典型声子晶体结构<sup>[3-6]</sup>. 当弹性波穿过声子晶体时, 由于受到周期性排列材料的影响, 会与声子晶体的周期结构发生相互作用, 从而产生带隙(带隙频率范围内的弹性波无法传播)<sup>[7-10]</sup>. 而对于类声子晶体结构而言, 可用其振动带隙代替弹性波带隙<sup>[11]</sup>, 因此类声子晶体结构的材料在减振降噪、声滤波器、新型换能器等方面均有着非常广泛的应用<sup>[12-15]</sup>. 本文就类声子晶体结构在大尺寸超声塑料焊接工程中的应用进行研究.

## 2 大尺寸矩形工具焊接系统

超声焊接系统的核心部件, 包括换能器、变幅杆、工具头. 对于大尺寸塑料焊接部件, 焊接时要使用大尺寸工具头, 而工具头形状的选取要视焊接

\* 国家自然科学基金(批准号: 11474192, 11674206, 11874253)资助的课题.

† 通信作者. E-mail: [sylin@snnu.edu.cn](mailto:sylin@snnu.edu.cn)

部件而定. 本文针对形状为矩形六面体的大尺寸工具头进行研究. 一般情况下矩形工具头超声塑料焊接系统如图 1 所示: 由夹心式换能器与大尺寸金属工具头组成. 在实际工作中, 为了使换能器高效工作, 要求工具头的谐振频率等于换能器的激发频率 [16–18]. 图 1 中工具头的高度  $z$  方向与宽度  $y$  方向上的尺寸较大, 厚度  $x$  方向的尺寸较小且与高度  $z$  和宽度  $y$  相差较大, 因此在换能器的激励下, 将会产生  $z$  方向和  $y$  方向的耦合振动.  $z$  方向的纵振动是焊接工程中需要的,  $y$  方向的横振动会导致焊接工具的辐射面位移不均匀, 因此必须抑制  $y$  方向的横振动. 本文应用声子晶体的带隙理论对大尺寸矩形超声波塑料焊接工具头的耦合振动进行研究, 把工具头设计为宽度方向的声子晶体周期结构, 使得工具头的横向振动带隙频率接近于换能器振动系统的纵向振动共振频率, 从而达到抑制振动系统在宽度方向的横向振动的目的.

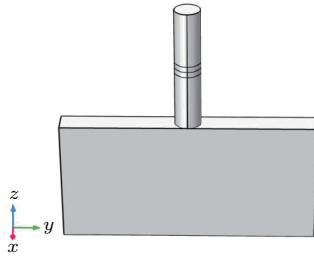


图 1 大尺寸矩形工具头超声塑料焊接系统示意图  
Fig. 1. Schematic of large-size rectangular tool ultrasonic plastic welding system.

### 3 矩形六面体的三维耦合振动理论

由弹性动力学理论可知, 在忽略振动体剪切、扭转和弯曲振动的前提下, 矩形板内任意一点的轴向应力和应变之间的关系为 [19]:

$$\varepsilon_x = [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)]/E, \quad (1)$$

$$\varepsilon_y = [\sigma_y - \nu(\sigma_z + \sigma_x)]/E, \quad (2)$$

$$\varepsilon_z = [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)]/E, \quad (3)$$

上式中  $\nu$  和  $E$  分别表示矩形六面体材料的泊松系数和弹性模量;  $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  表示沿坐标轴  $X, Y, Z$  方向的应变与应力. 令:

$$q_1 = \sigma_x/\sigma_y, \quad (4)$$

$$q_2 = \sigma_y/\sigma_z, \quad (5)$$

$$q_3 = \sigma_z/\sigma_x, \quad (6)$$

$$E_x = \sigma_x/\varepsilon_x, \quad (7)$$

$$E_y = \sigma_y/\varepsilon_y, \quad (8)$$

$$E_z = \sigma_z/\varepsilon_z, \quad (9)$$

上式中  $q_1, q_2, q_3$  分别表示  $X$  轴和  $Y$  轴、 $Y$  轴和  $Z$  轴、 $Z$  轴和  $X$  轴纵振动之间的耦合系数;  $E_x, E_y, E_z$  为轴向表观弹性系数. 根据 (4), (5), (6) 式可得  $q_1 q_2 q_3 = 1$ .

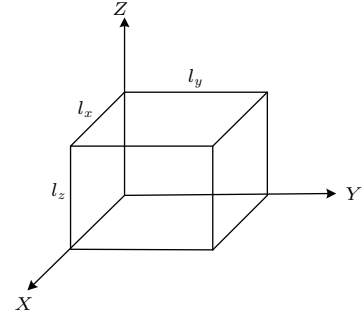


图 2 矩形六面体示意图

Fig. 2. Schematic of rectangular hexahedron.

将 (4)–(9) 式代入 (1)–(3) 式可得:

$$E_x = E/[1 - \nu(q_3 + 1/q_1)], \quad (10)$$

$$E_y = E/[1 - \nu(q_1 + 1/q_2)], \quad (11)$$

$$E_z = E/[1 - \nu(q_2 + 1/q_3)]. \quad (12)$$

根据表观弹性法原理, 可把大尺寸塑料超声焊接工具的振动看成是沿振动工具轴向的三个相互垂直的一维纵振动的耦合振动, 同时沿各轴的一维细长棒的纵向振动. 在矩形六面体 (图 2) 六个表面均为自由的前提下, 可得到大尺寸矩形振动工具三维耦合振动时各方向的频率方程:

$$k_x l_x = i\pi \quad (i = 1, 2, 3, \dots), \quad (13)$$

$$k_y l_y = j\pi \quad (j = 1, 2, 3, \dots), \quad (14)$$

$$k_z l_z = m\pi \quad (m = 1, 2, 3, \dots), \quad (15)$$

$k_x = \omega/c_x, k_y = \omega/c_y, k_z = \omega/c_z, c_x = \sqrt{E_x/\rho}, c_y = \sqrt{E_y/\rho}, c_z = \sqrt{E_z/\rho}; K_x, K_y, K_z$  是轴向表观波数;  $C_x, C_y, C_z$  是声速;  $\rho$  为材料的密度;  $l_x, l_y, l_z$  为大尺寸矩形振动工具的厚度、宽度和高度; 正整数  $i, j, m$  分别对应振动体的不同振动模式. 把以上各式代入 (13)–(15) 式可得:

$$1 - \nu \left( q_3 + \frac{1}{q_1} \right) = \frac{A_i^2}{l_x^2}, \quad (16)$$

$$1 - \nu \left( q_1 + \frac{1}{q_2} \right) = \frac{A_j^2}{l_y^2}, \quad (17)$$

$$1 - \nu \left( q_2 + \frac{1}{q_3} \right) = \frac{A_m^2}{l_z^2}, \quad (18)$$

根据(4)—(6)式以及(16)—(18)式消去耦合系数  $q_1, q_2, q_3$  可得大尺寸超声塑料焊接工具耦合振动的总体频率方程:

$$\begin{aligned} & \frac{i^2 j^2 m^2}{l_x^2 l_y^2 l_z^2} A^3 - \left\{ \frac{i^2 j^2}{l_x^2 l_y^2} + \frac{j^2 m^2}{l_y^2 l_z^2} + \frac{m^2 i^2}{l_z^2 l_x^2} \right\} A^2 \\ & + (1 - v^2) \left\{ \frac{i^2}{l_x^2} + \frac{j^2}{l_y^2} + \frac{z^2}{l_z^2} \right\} A \\ & + 2v^3 + 3v^2 - 1 = 0, \end{aligned} \quad (19)$$

上式中,  $A = C^2 \pi^2 / \omega^2$ ,  $C^2 = E / \rho$ . 由(19)式可知, 大尺寸塑料焊接工具耦合振动的谐振频率由给定工具的材料和尺寸决定.

本文设计的换能器及工具头的高度均为 110 mm, 换能器的半径为 11 mm, 工具头厚度和宽度分别为 22, 280 mm. 由于工具头的厚度与高度及宽度相差较远, 因此不会产生  $x$  方向的耦合振动. 其横向尺寸  $l_y$  相比于纵向尺寸  $l_z$  较大, 且两尺寸在数值上可相比拟, 因此受泊松效应的影响, 工具头将会产生严重的沿宽度方向的横向振动. 为了保证焊接系统的工作效率, 必须将工具头的结构加以改进, 将横向振动的影响降到最低. 本文设计的工具头采用类声子晶体结构, 该结构存在横向振动带隙, 可将其横向振动进行抑制.

#### 4 类声子晶体结构模型及振动带隙

声子晶体是由两种(或以上)弹性材料按一定方式排列组成的周期性结构. 其显著特征是存在弹性波带隙, 即在一定频率范围内的弹性波在声子晶体中无法传播. 理想的声子晶体其能带结构可用解析法计算, 常用的解析法有传递矩阵法、平面波展开法、集中质量法等<sup>[20-23]</sup>. 而对于周期数有限、尺寸有限的类声子晶体结构, 解析法则不再适用.

本文将超声焊接系统中的工具头设计为一维气-固型类声子晶体(即空气散射体周期性分布在金属固体基体中), 因为该结构的模型在实际生产中较易实现, 同时还能达到较好的振动抑制效果. 由于解析法已不再适用于有限周期的类声子晶体结构, 本文用 Comsol Multiphysics 有限元软件对工具头横向振动带隙进行计算. Comsol Multiphysics 有限元软件计算带隙已经被广泛应用, 陈阿丽<sup>[24]</sup>、郭凤丹<sup>[25]</sup>用其计算准周期声子晶体板带隙时已经证实该方法与平面波展开法计算出的一维理想声子晶体板的频散曲线非常符合. 文献<sup>[26]</sup>研究了一维声子晶体的振动实验, 我们用 Comsol

Multiphysics 有限元软件建立与文献<sup>[26]</sup>中完全一样的几何模型, 即铝和聚甲基丙烯酸甲酯(PMMA)组成的周期数为 5.5 的一维声子晶体杆, 并计算其振动带隙, 结果和文献<sup>[26]</sup>中的实验结果一致. 因此, 我们总结得出利用该有限元软件来计算一维类声子晶体结构的振动带隙是有效的.

本文设计的类声子晶体结构工具头的单包模型如图 3 所示: 晶格常数  $a = 70$  mm, 基体材料的高度  $b = 110$  mm, 散射体空气层的宽度  $c = 10$  mm, 高度  $d = 60$  mm. 基体和散射体的厚度  $e$  均为 22 mm.

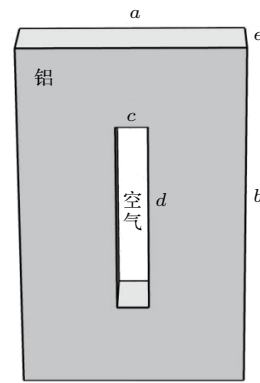


图 3 声子晶体结构的单包模型

Fig. 3. Single-package model of phononic crystal structure.

实际工程应用中, 超声塑料焊接工具由多个单包在工具头宽度方向依次排列而成, 所以该焊接工具是水平方向上的一维类声子晶体. 本文中类声子晶体工具头由 4 个单包在宽度方向排列而成, 因此计算时选取 4 个在宽度方向依次排列的单包进行建模, 即周期数为 4. 在工具头的左端施加大小为 1 方向平行于辐射面的加速度, 通过 MUMPS 求解器计算, 得到超声塑料焊接工具头宽度方向的加速度幅值随频率的变化关系即加速度响应曲线, 如图 4 所示.

图 4 表示加速度在宽度方向的幅值随频率的变化关系, 其幅值小于 1 的频率范围, 我们称之为横向振动带隙. 因此, 将工具头的纵向共振频率设计在横向振动带隙内, 可以有效抑制其横向振动. 加速度响应曲线中衰减峰处对工具头横向振动抑制最为明显, 因此, 要尽量将焊接系统的共振频率设计在加速度响应曲线的衰减峰频率附近.

为了探究散射体空气层的宽度是否对带隙有影响, 我们比较不同宽度空气层对应的带隙分布, 将散射体空气层的高度固定为 60 mm 不变, 改变

其宽度分别为5, 10, 15 mm, 对应的工具头振动带隙分布如图5所示: 蓝色点虚线、青色实线以及红色虚线分别代表散射体尺寸为5 mm × 60 mm, 10 mm × 60 mm 以及 15 mm × 60 mm 时的加速度响应曲线.

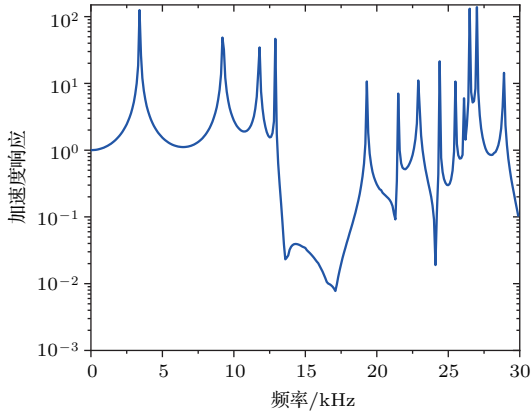


图4 声子晶体结构宽度方向的加速度响应

Fig. 4. Acceleration response in the width direction of the phononic crystal structure.

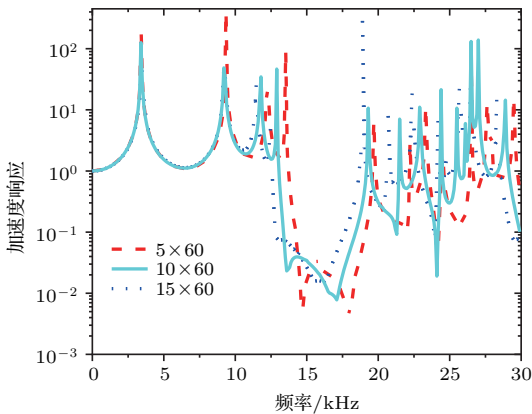


图5 不同宽度散射体的加速度响应

Fig. 5. Acceleration response of scatterers of different widths.

从图5可知, 不同宽度的散射体, 其振动带隙的频率范围不同. 随着宽度的增加, 带隙的起始频

率和截止频率会有所减小. 所以, 可通过改变散射体的尺寸, 使带隙的频率范围发生改变. 由于散射体空气层尺寸的改变不仅会影响带隙频率, 工具头的振动模态以及系统的共振频率均会受到影响. 因此, 在焊接系统的设计中, 我们要用最佳的设计方式, 使焊接系统的工作性能最好.

### 5 计算结果及分析

由图4加速度响应曲线可知类声子晶体结构工具头在频率0—30 kHz范围内, 存在振动带隙. 超声塑料焊接工程中, 换能器的激发频率一般在20 kHz左右, 为了使大尺寸工具头的横向振动得到较好的抑制, 同时使振动系统高效工作, 我们在设计焊接系统时, 应使其纵向共振频率接近于换能器的激发频率, 该频率位于工具头横向振动带隙内且接近于加速度响应曲线衰减峰值处所对应的频率. 本文设计的大尺寸焊接系统的换能器及工具头的高度均为110 mm, 换能器的半径为11 mm, 工具头厚度和宽度分别为22, 280 mm, 散射体空气层的宽度及高度分别为10, 60 mm, 厚度为22 mm. 未采用气固型声子晶体结构的工具头, 其在换能器激励下, 振动模态如图6(a)所示. 将工具头优化为一维气-固型类声子晶体结构时, 其振动模态如图6(b)所示.

从图6(a)和图6(b)可明显看出: 系统的纵向工作频率设计为21940 Hz时, 采用类声子晶体结构的工具头, 其横向振动可被很好地抑制因为该工作频率恰好位于工具头横向振动的带隙范围内, 且接近于图4加速度响应曲线中第二带隙衰减峰值处的频率值. 为了比较图6(a)和图6(b)对应模态的工具头辐射面位移, 做出两图中辐射面纵向振动相对位移分布, 如图7所示.

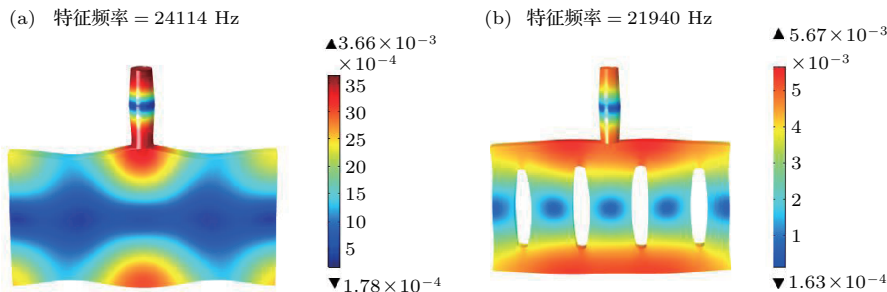


图6 工具头振动模态 (a) 未采用声子晶体结构; (b) 具有声子晶体结构

Fig. 6. Vibration mode of the tool: (a) Vibration modes of the tool without phononic crystal structure; (b) vibration mode of the tool with phononic crystal structure.

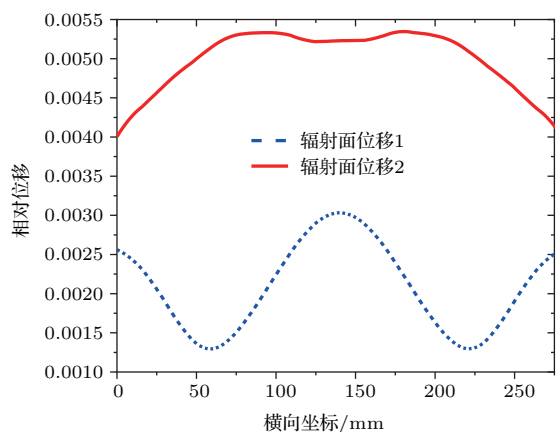


图7 辐射面位移分布图

Fig. 7. Displacement distribution of radiation surface.

图7中蓝色虚线是图6(a)未采用声子晶体结构的工具头振动模态对应的辐射面位移,红色实线为图6(b)采用声子晶体结构工具头的振动模态对应的辐射面位移.由图7分析可知:类声子晶体结构在抑制工具头横向振动的同时,还使得工具头辐射面的位移增大并且趋于均匀化.

## 6 结 论

本文利用声子晶体带隙理论以及耦合振动理论设计了气-固型类声子晶体结构大尺寸矩形工具头塑料焊接系统,将该系统的纵向共振频率设计在工具头横向振动的带隙范围内,工具头的横向振动能够被有效抑制.且采用声子晶体结构的大尺寸工具头,其辐射面位移相比于未采用声子晶体结构的工具头辐射面位移有所增加且趋于均匀化,大大优化了焊接效果,提高了焊接系统的工作效率,可满足实际工程中的需要.

## 参考文献

[1] Lin S Y, Zhang F C, Guo X W 1991 *J. Acoust.* **16** 91 (in Chinese) [林书玉, 张福成, 郭孝武 1991 声学学报 **16** 91]  
 [2] Lin S Y, Zhang F C 1992 *J. Acoust.* **17** 451 (in Chinese) [林书玉, 张福成 1992 声学学报 **17** 451]  
 [3] Wen X S, Wen J H, Yu D L, Wang G, Liu Y Z, Han X Y 2009 *Phononic Crystals* (Beijing: National Defense Industry Press) p196 (in Chinese) [温熙森, 温激鸿, 郁殿龙, 王刚, 刘耀宗, 韩小云 2009 声子晶体 (北京: 国防工业出版社) 第196页]  
 [4] Gripp J A B, L Góes C S, Heuss O, Scinocca F 2015 *Smart Mater. Struct.* **24** 125017

[5] Zhang S W, Wu J H 2013 *Acta Phys. Sin.* **62** 134302 (in Chinese) [张思文, 吴九汇 2013 物理学报 **62** 134302]  
 [6] Spadoni A, Ruzzene M, Cunefare K 2009 *J. Intel. Mat. Syst. Struct.* **20** 979  
 [7] Shu H S, Zhang F, Liu S G, Gao E W, Li S D 2014 *J. Vib. Shock* **33** 147 (in Chinese) [舒海生, 张法, 刘少刚, 高恩武, 李世丹 2014 振动与冲击 **33** 147]  
 [8] Chen S B, Han X Y, Yu D L, Wen J H 2010 *Acta Phys. Sin.* **59** 387 (in Chinese) [陈圣兵, 韩小云, 郁殿龙, 温激鸿 2010 物理学报 **59** 387]  
 [9] Yu D L, Liu Y Z, Qiu J, Wang G, Wen J H, Zhao H G 2005 *J. Vib. Shock* **24** 92 (in Chinese) [郁殿龙, 刘耀宗, 邱静王刚, 温激鸿, 赵宏刚 2005 振动与冲击 **24** 92]  
 [10] Zhang H, Wen J H, Xiao Y, Wang G, Wen X S 2015 *J. Sound Vib.* **343** 104  
 [11] Wen J H, Wang G, Yu D L, Zhao H G, Liu Y Z, Wen X S 2007 *Sci. China* **37** 1126 (in Chinese) [温激鸿, 王刚, 郁殿龙, 赵宏刚, 刘耀宗, 温熙森 2007 中国科学 **37** 1126]  
 [12] Spadoni A, Ruzzene M, Cunefare K 2009 *J. Intel. Mat. Syst. Struct.* **20** 979  
 [13] Wang Y Z, Li F M, Huang W H, Jiang X A, Wang Y S, Kishimoto K 2008 *Int. J. Solids Struct.* **45** 4203  
 [14] Behrens S, Moheimani S O R, Fleming A J 2003 *J. Sound Vib.* **266** 929  
 [15] Yang M Y, Wu L C, Tseng J Y 2008 *Phys. Lett. A* **372** 4730  
 [16] Lin S Y, Xian X J 2014 *Shaanxi Normal Univ.* **42** 31 (in Chinese) [林书玉, 鲜小军 2014 陕西师范大学学报 **42** 31]  
 [17] Tang Y F, Lin S Y 2016 *Acta Phys. Sin.* **65** 164202 (in Chinese) [唐一璠, 林书玉 2016 物理学报 **65** 164202]  
 [18] Lin S Y, Zhang F C, Yuan W J 1990 *Acoust. Electron. Engin.* **20** 16 (in Chinese) [林书玉, 张福成, 员维俭 1990 声学与电子工程 **4** 16]  
 [19] Lin S Y, Zhang F C 1992 *Technol. Acoust.* **11** 24 (in Chinese) [林书玉, 张福成 1992 声学技术 **11** 24]  
 [20] Zhang H, Xiao Y, Wen J H, Yu D L, Wen X S 2016 *Appl. Phys. Lett.* **108** 1734  
 [21] Wang G, Chen S B, Wen J H 2011 *Smart. Mater. Struct.* **20** 015026  
 [22] Cao Y J, Dong C H, Zhou P Q 2006 *Acta Phys. Sin.* **55** 6470 (in Chinese) [曹永军, 董纯红, 周培勤 2006 物理学报 **55** 6470]  
 [23] Wen J H 2005 *Ph. D. Dissertation* (Beijing: National Defense University) (in Chinese) [温激鸿 2005 博士学位论文 (北京: 国防科技大学)]  
 [24] Chen A L 2008 *Ph. D. Dissertation* (Beijing: Jiaotong University) (in Chinese) [陈阿丽 2008 博士学位论文 (北京: 交通大学)]  
 [25] Guo F D 2015 *M. S. Thesis* (Beijing: Beijing Jiaotong University) (in Chinese) [郭凤丹 2015 硕士学位论文 (北京: 北京交通大学)]  
 [26] Jensen J S, Sigmund O, Thomsen J J, Bendse M P 2002 *15th Nordic Seminar on Computational Mechanics Aalborg, October 18–19, 2002* p63

# Suppression of lateral vibration in rectangular ultrasonic plastic welding tool based on phononic crystal structure\*

Zhao Tian-Tian<sup>1)</sup> Lin Shu-Yu<sup>1)†</sup> Duan Yi-Lin<sup>2)</sup>

1) (Shaanxi Key Laboratory of Ultrasonics, Shaanxi Normal University, Xi'an 710119, China)

2) (College of Science, Xi'an Shiyou University, Xi'an 710065, China)

( Received 12 June 2018; revised manuscript received 30 September 2018 )

## Abstract

Ultrasonic welding is one of the main applications of high-power ultrasound and is used in the automotive industry and aerospace. Transducers and tool are important parts of the ultrasonic welding system. Different tools are required for different welding objects. For larger plastic welded parts, it is necessary to weld them with large-sized welding tools. Due to the large size of the welding tool, under the excitation of the transducer, the tool will produce a coupling effect of longitudinal vibration and lateral vibration. Lateral vibration will cause the radiation surface of the tool to be non-uniformly displaced, and the working efficiency and welding results of the welding system will also be affected. So, in this paper, the phononic crystal bandgap theory and coupling vibration theory are used to study the coupled vibration of large-sized rectangular plastic ultrasonic welding tools. In order to improve the work efficiency and radiation surface's displacement uniformity of the tool, the phononic crystal structure is used to suppress the lateral vibration of the large-sized plastic ultrasonic welding tool, and the lateral vibration band gap of the phononic crystal structure is calculated. The longitudinal resonance frequency of the system is designed in the band gap range of the lateral vibration of the tool. So the lateral vibration of the tool can be effectively suppressed. The longitudinal vibration displacements on the radiation surface of the rectangular tool before and after vibration suppression are analyzed and compared with each other. The vibration mode of the ultrasonic welding system is simulated by the Comsol Multiphysics finite element software. The large-scaled tool with phononic crystal structure has a radiation surface displacement compared with the tool without phononic crystal structure, and the results show that the radiation surface displacement with phononic crystal structure will increase and tend to be uniform, greatly optimize the welding effect, improve the working efficiency of the welding system, and meet the needs of practical engineering. It is concluded that the longitudinal resonance frequency of the ultrasonic plastic welding system within the lateral vibration bandgap on the phononic crystal structure can not only suppress the lateral vibration, but also make the longitudinal displacement of the radiation surface more uniform and larger. Therefore, the work efficiency is greatly improved.

**Keywords:** coupled vibration, phononic crystal, vibration suppression

**PACS:** 42.70.Qs, 43.35.+d, 46.40.-f, 63.20.-e

**DOI:** 10.7498/aps.67.20181150

\* Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant Nos. 11474192, 11674206, 11874253).

† Corresponding author. E-mail: [sylin@snnu.edu.cn](mailto:sylin@snnu.edu.cn)