

基于 Timoshenko 梁模型的周期充液 管路弯曲振动带隙特性和传输特性*

沈惠杰[†] 温激鸿 郁殿龙 温熙森

(国防科学技术大学机电工程与自动化学院,长沙 410073)

(国防科学技术大学光子/声子晶体教育部重点实验室,长沙 410073)

(2008 年 12 月 17 日收到,2009 年 3 月 2 日收到修改稿)

充液管路的固液耦合振动广泛存在于各种工程领域中,对其弯曲振动控制进行研究具有重要意义.将声子晶体的周期性思想引入到管路结构设计中,将管壁设计成沿轴向交替排列的周期性复合结构.基于 Timoshenko 梁模型,采用传递矩阵法计算了固液耦合条件下周期管路结构的弯曲振动带隙结构及其传输特性,同时分析了材料阻尼系数、周期和非周期支撑对带隙特性的影响.充液周期管路结构的弯曲振动带隙特性为管路的振动控制提供了一条新的技术途径.

关键词:声子晶体,充液管路,振动带隙

PACC:4320,4335,0260,8160H

1. 引言

充液管路弯曲振动问题普遍存在于宇航、船舶、能源和化工等领域.管路振动不仅产生噪声辐射,更是导致管路疲劳断裂,造成管系或机器损坏的关键因素.因此,如何对管路振动进行有效的控制不仅具有重要的理论价值,而且更有广泛的工程背景,一直以来是振动控制领域的研究热点.

对管路系统振动的控制通常从传播途径入手,调整管道的走向、支承位置、支承结构及管道结构尺寸等,将系统的固有频率调高到激振力主频率的 218—310 倍以上,可有效抑制管路振动^[1].利用管壁的不连续,使振动部分被反射或被抑制^[2,3];在管路表面贴上或涂上内损耗、内摩擦大的黏弹性高阻尼材料,可使管路振动因阻尼作用而得到抑制^[4];在管路上安装橡胶减振器、动力吸振器以及阻振质量等措施,实现管路的振动控制.

近年来,凝聚态物理领域中声子晶体理论的出现为管路系统振动控制研究注入了新的活力^[5,6].声子晶体是由两种或两种以上介质组成的具有弹性波带隙特性的周期复合材料或结构^[7,8].当弹性波在

声子晶体中传播时,受内部周期结构的作用可以形成特殊的色散关系(能带结构),将能带结构中没有色散曲线的频率范围称为带隙,在带隙频率范围内弹性波传播将会被抑制^[9-12].将声子晶体相关思想引入到管路系统设计中,有望利用带隙特性实现管路的振动抑制.

Koo 等^[13]将管路加周期弹性支撑,得到了弯曲振动带隙并进行了实验验证,同时发现其带隙对弯曲振动具有一定的隔振效果. Sorokin 等^[14]把薄壁圆管设计成周期结构,同样得到了带隙,并研究了其有充液和未充液时对弯曲振动能量的衰减情况.郁殿龙等^[5]将声子晶体思想引入到管路的结构设计中,将管壁设计成周期结构并研究了充液周期管路弯曲振动带隙特性.然而,文献^[13]仅研究了管路加周期支撑的情况,未研究管壁周期变化的情况,文献^[5,14]仅对管路自由振动的带隙特性进行研究,未对支撑条件下的振动带隙特性进行研究.此外,阻尼条件对振动带隙的影响目前还尚未得到研究.

本文利用声子晶体思想,将管壁设计成周期性结构,利用传递矩阵法建立了充液 Timoshenko 梁模型下的管路弯曲振动带隙计算模型,计算了充液周期管路结构弯曲振动的能带结构及有限周期管路弯

* 国家自然科学基金(批准号 50875255)资助的课题.

[†] E-mail: shj588@163.com

曲振动的传输特性,在此基础上深入分析了阻尼及弹性支撑对传输特性的影响规律.

2. 基于 Timoshenko 梁模型的管路弯曲振动微分方程与传递矩阵法

管路系统可以看作梁模型,通常有 Timoshenko 梁模型和 Euler 梁模型两种. Euler 梁模型未考虑剪切变形及截面转动惯量的影响. 为了更精确地计

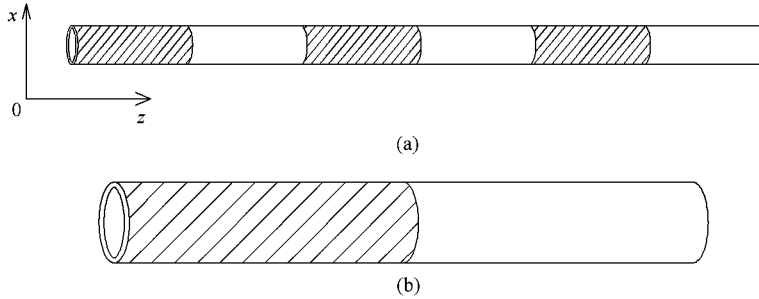


图 1 一维充液周期管路结构示意图 (a) 无限周期结构示意图 (b) 单个周期结构示意图

对于管路的弯曲振动,考虑 Poisson 耦合的影响,假设液体中没有空泡现象发生,且忽略液体与管壁以及液体内部摩擦的影响,此时管路的弯曲振动微分方程可以写为^[15]

$$f_x - GA_p k_s \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} - \varphi_y \right) = 0, \quad (1)$$

$$m_y - EI_p \frac{\partial \varphi_y}{\partial z} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial f_x}{\partial z} - (\rho_p A_p + \rho_f A_f) \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial m_y}{\partial z} + f_x - (\rho_p I_p + \rho_f I_f) \frac{\partial^2 \varphi_y}{\partial t^2} = 0. \quad (4)$$

这里 f_x , u_x , φ_y 和 m_y 分别为管路的横截面剪切力、 x 方向的位移、横截面的转角和截面弯矩; I_p , I_f , A_p 和 A_f 分别为管路的截面转动惯量、流体截面转动惯量、管路横截面面积和流体截面面积; ρ_p 和 ρ_f 分别为管路材料密度和流体密度; E 为杨氏模量,当考虑材料的阻尼系数影响时, E 写成 $E(1 + i\eta)$, 其中 η 为材料的阻尼系数; G 为剪切模量; $k_s = \frac{\chi(1 + \nu)}{4 + 3\nu}$ 为截面几何形状参数,其中 ν 为泊松比; t 为时间.

由(1)–(4)可得 $f_x(z, t)$ 的方程为

$$EI_p \frac{\partial^4 f_x}{\partial z^4} + (\rho_p A_p + \rho_f A_f) \frac{\partial^2 f_x}{\partial t^2} - (\rho_p I_p + \rho_f I_f)$$

算管路的弯曲振动带隙和传输特性,本文采用 Timoshenko 梁模型. 图 1 为一维周期管路结构示意图,管路 A 和管路 B 沿 z 轴交替排列形成一维周期结构. 管路 A 和管路 B 可以由不同的材料构成,也可以由不同的几何参数构成. 图 1(a) 为无限周期结构示意图,图 1(b) 为单个周期结构示意图,设管路 A 和管路 B 的长度分别为 a_1 和 a_2 , 则单个周期的管路长度即晶格长度为 $a = a_1 + a_2$.

$$\begin{aligned} & \times \frac{\partial^4 f_x}{\partial z^2 \partial t^2} + \frac{EI_p}{GA_p k_s} \frac{\partial^2}{\partial z^2} \left[(\rho_p A_p + \rho_f A_f) \frac{\partial^2 f_x}{\partial t^2} \right] \\ & + \frac{(\rho_p A_p + \rho_f A_f)}{GA_p k_s} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left[(\rho_p A_p + \rho_f A_f) \frac{\partial^2 f_x}{\partial t^2} \right] = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

$f_x(z, t)$ 的解可写成 $f_x(z, t) = F_x(z) e^{i\omega t}$ 的形式,可解得

$$F_x(z) = A_1 e^{\lambda_1 \frac{z}{l}} + A_2 e^{-\lambda_1 \frac{z}{l}} + A_3 e^{i\lambda_2 \frac{z}{l}} + A_4 e^{-i\lambda_2 \frac{z}{l}}, \quad (6)$$

其中 $l = a_1, a_2$,

$$\lambda_{1,2} = \sqrt{\sqrt{\gamma + \frac{1}{4}(\sigma - \tau)^2} \mp \frac{(\sigma + \tau)}{2}},$$

$$\sigma = \frac{\rho_p A_p + \rho_f A_f}{GA_p k_s} \omega^2 l^2,$$

$$\tau = \frac{\rho_p I_p + \rho_f I_f}{EI_p} \omega^2 l^2,$$

$$\gamma = \frac{\rho_p A_p + \rho_f A_f}{EI_p} \omega^2 l^4.$$

同样, $u_x(z, t)$, $\varphi_y(z, t)$ 和 $m_y(z, t)$ 可分别写为

$$u_x(z, t) = U_x(z) e^{i\omega t},$$

$$\varphi_y(z, t) = \Psi(z) e^{i\omega t},$$

$$m_y(z, t) = M_y(z) e^{i\omega t},$$

解得

$$U_x(z) = \frac{-l^3 \lambda_1}{EI_p \gamma} (A_1 e^{\lambda_1 \frac{z}{l}} - A_2 e^{-\lambda_1 \frac{z}{l}}) + \frac{-l^3 \lambda_2}{EI_p \gamma} (jA_3 e^{j\lambda_2 \frac{z}{l}} - jA_4 e^{-j\lambda_2 \frac{z}{l}}), \quad (7)$$

$$\Psi_y(z) = \frac{-l^2(\sigma + \lambda_1^2)}{EI_p \gamma} (A_1 e^{\lambda_1 \frac{z}{l}} + A_2 e^{-\lambda_1 \frac{z}{l}}) + \frac{-l^2(\sigma + \lambda_2^2)}{EI_p \gamma} (A_3 e^{j\lambda_2 \frac{z}{l}} + A_4 e^{-j\lambda_2 \frac{z}{l}}), \quad (8)$$

$$M_y(z) = \frac{-K(\sigma + \lambda_1^2)\lambda_1}{\gamma} (A_1 e^{\lambda_1 \frac{z}{l}} - A_2 e^{-\lambda_1 \frac{z}{l}}) + \frac{-K(\sigma + \lambda_2^2)\lambda_2}{\gamma} (-jA_3 e^{j\lambda_2 \frac{z}{l}} + jA_4 e^{-j\lambda_2 \frac{z}{l}}). \quad (9)$$

位移 $U_x(z)$ 、转角 $\Psi_y(z)$ 、弯矩 $M_y(z)$ 和剪切力 $F_x(z)$ 可写成如下的矩阵形式：

$$\begin{bmatrix} U_x(z) \\ \Psi_y(z) \\ M_y(z) \\ F_x(z) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 e^{\lambda_1 \frac{z}{l}} & -B_1 e^{-\lambda_1 \frac{z}{l}} & jB_2 e^{j\lambda_2 \frac{z}{l}} & -jB_2 e^{-j\lambda_2 \frac{z}{l}} \\ B_3 e^{\lambda_1 \frac{z}{l}} & B_3 e^{-\lambda_1 \frac{z}{l}} & B_4 e^{j\lambda_2 \frac{z}{l}} & B_4 e^{-j\lambda_2 \frac{z}{l}} \\ B_5 e^{\lambda_1 \frac{z}{l}} & -B_5 e^{-\lambda_1 \frac{z}{l}} & -jB_6 e^{j\lambda_2 \frac{z}{l}} & jB_6 e^{-j\lambda_2 \frac{z}{l}} \\ e^{\lambda_1 \frac{z}{l}} & e^{-\lambda_1 \frac{z}{l}} & e^{j\lambda_2 \frac{z}{l}} & e^{-j\lambda_2 \frac{z}{l}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ A_4 \end{bmatrix}$$

其中

$$\begin{aligned} B_1 &= \frac{-l^3}{EI_p \gamma} \lambda_1, \\ B_2 &= \frac{-l^3}{EI_p \gamma} \lambda_2, \\ B_3 &= \frac{-l^2}{EI_p \gamma} (\sigma + \lambda_1^2), \\ B_4 &= \frac{-l^2}{EI_p \gamma} (\sigma - \lambda_2^2), \\ B_5 &= \frac{-l}{\gamma} (\sigma + \lambda_1^2) \lambda_1, \\ B_6 &= \frac{-l}{\gamma} (-\sigma + \lambda_2^2) \lambda_2. \end{aligned}$$

如图 1 所示的管路结构中，对第 n 个元胞中管路 A 和管理 B 记为

$$\Phi_{nA} = \begin{bmatrix} A_{n1} \\ A_{n2} \\ A_{n3} \\ A_{n4} \end{bmatrix}, \quad \Phi_{nB} = \begin{bmatrix} B_{n1} \\ B_{n2} \\ B_{n3} \\ B_{n4} \end{bmatrix}, \quad \psi_{nA}(z) = \begin{bmatrix} U_x(z) \\ \Psi_y(z) \\ M_y(z) \\ F_x(z) \end{bmatrix}_{nA}$$

$$\psi_{nB}(z) = \begin{bmatrix} U_x(z) \\ \Psi_y(z) \\ M_y(z) \\ F_x(z) \end{bmatrix}_{nB}$$

Φ_{nA} 和 Φ_{nB} 分别表示第 n 个元胞中管路 A 和管路 B 的振幅系数， $\psi_{nA}(z)$ 和 $\psi_{nB}(z)$ 分别表示第 n 个元胞中管路 A 和管路 B 的位移、转角、弯矩和剪切力组成的向量。以各元胞的左端点为零点，对管路 A 和管路 B 分别取 $l = a_1, a_2$ 。由管路的位移、转角、弯矩和剪切力的连续性可得

$$\begin{aligned} \psi_{(n-1)A}(a_1) &= \psi_{(n-1)B}(0), \\ \psi_{(n-1)B}(a_2) &= \psi_{nA}(0), \\ \psi_{(n-1)A}(a_1) &= H_1 \Phi_{(n-1)A}, \\ \psi_{(n-1)B}(a_2) &= K_2 \Phi_{(n-1)B}, \\ \psi_{(n-1)B}(0) &= K_1 \Phi_{(n-1)B}, \\ \psi_{nA}(0) &= H_2 \Phi_{nA}. \end{aligned}$$

进一步得

$$\psi_{nA}(0) = K_2 K_1^{-1} H_1 H_2^{-1} \psi_{(n-1)A}(0),$$

则传递矩阵为

$$T = H_2^{-1} K_2 K_1^{-1} H_1. \quad (10)$$

由于 z 方向的周期性，利用 Bloch 定理可以得到

$$\Phi_{nA} = e^{ikz} \Phi_{(n-1)A}, \quad (11)$$

(11) 式中 k 为一维 Bloch 波矢。由(10)和(11)式可得到标准的矩阵特征值方程为

$$|T - e^{ikz} I| = 0. \quad (12)$$

(12) 式中 I 为 4×4 单位矩阵. 通过求解矩阵 T 的特征值, 即可得到波矢 k 与频率 ω 之间的色散关系, 进而得到无限周期充液管路的能带结构图.

能带结构可以描述无限周期的带隙特性, 而对于有限个周期, 则可以通过计算其频率响应曲线描述带隙特性. 设管路由 m 个周期原胞构成时, 就有

$$\psi_{(n+m)\lambda} = T^m \psi_{n\lambda}. \quad (13)$$

当在管路中加弹性支撑时, 有

$$F_x^R = F_x^L + \lambda U_x,$$

其中 F_x^R, F_x^L 表示弹性支撑左右两边的剪切力; λ 为弹性支撑刚度系数. 若在这 m 个传递单元中的第 i 个单元存在弹性支撑, 则有

$$\psi_{(n+m)\lambda} = T^{m-i} \cdot Q_s \cdot T^i \psi_{n\lambda}, \quad (14)$$

其中

$$Q_s = \begin{bmatrix} 1 & & & \\ & 1 & & \\ & & 1 & \\ k & & & 1 \end{bmatrix}.$$

3. 能带结构及传输特性计算

在图 1 所示的周期管路中, 取管路 A 的材料为环氧树脂, 其密度 ρ 为 $1180 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, 杨氏模量 E 和剪切模量 G 分别为 $0.435 \times 10^{10} \text{ Pa}$ 和 $0.159 \times 10^{10} \text{ Pa}$. 取管路 B 的材料为钢, 其密度 ρ 为 $7780 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, 杨氏模量 E 和剪切模量 G 分别为 $21.06 \times 10^{10} \text{ Pa}$ 和 $8.10 \times 10^{10} \text{ Pa}$. 液体选用水, 其密度为 $1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, 波速为 $1490 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. 取周期管路的晶格常数 $a = 1 \text{ m}$, $a_1 = a_2 = 0.5 \text{ m}$, 管的内径为 0.09 m , 外径为 0.1 m . 图 2 给出在该参数下的能带结构, 可以发现 $0-1120 \text{ Hz}$ 的频率范围内, 出现了 4 个带隙, 分别为

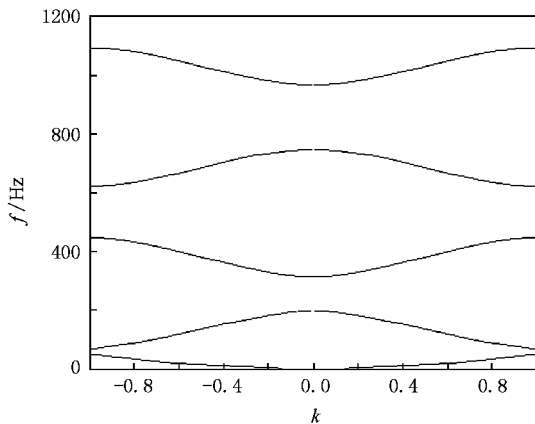


图 2 充液材料周期管路弯曲振动的能带结构

47.2—69.1, 195—312.6, 443.8—619.6, 745.3—966.4 Hz.

在带隙范围内, 管壁的弯曲振动均不能在此周期管路中传播, 可以利用此带隙对弯曲振动进行控制. 图 3 为在上述参数下取 6 个周期单元的弯曲振动传输特性曲线. 从图 3 可以看出, 在带隙频率范围内, 弯曲振动的传播存在较强的衰减. 可见一维充液材料复合周期管路的带隙特性能够有效控制管路的弯曲振动.

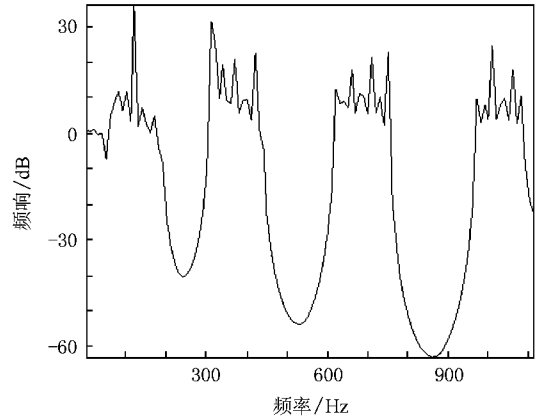


图 3 充液材料周期管路弯曲振动传输特性

同时, 我们计算了几何周期管路结构的振动带隙特性. 计算中将管路 A 和管路 B 的材料均取为钢, 管路 A 的外径取为 0.1 m , 管路 B 的外径取为 0.12 m , 其余参数不变, 其弯曲振动的能带结构如图 4 所示. 从图 4 中可以发现, 在 $0-2500 \text{ Hz}$ 频率范围内出现三个带隙, 分别为 $208.1-230.1, 781.3-957.9, 1690-1811 \text{ Hz}$. 图 5 为在上述参数下取 6 个周期单元的弯曲振动传输特性曲线. 对比图 3 和图 5 可以发现, 材料周期管路比几何周期管路的带隙

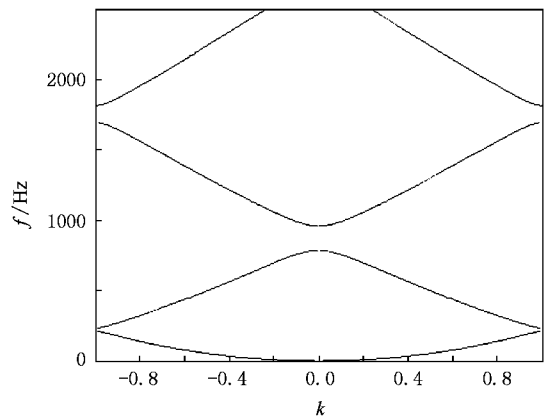


图 4 充液几何周期管路弯曲振动的能带结构

特性更加明显,即频率范围更宽,带隙的衰减作用更强.因而下面我们以材料周期管路结构为研究对象,研究其带隙特性,当然在工程中几何周期结构的应用可行性更好.

下采用阻尼大的材料对管路的振动控制会有更好的效果.

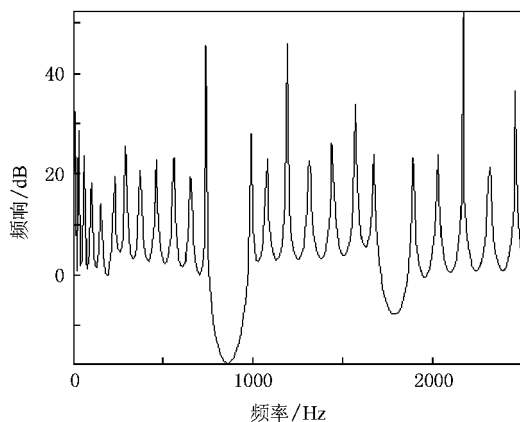


图5 充液几何周期管路弯曲振动传输特性

4. 阻尼及支撑影响分析

为了研究材料阻尼系数对传输特性的影响,计算了管路 A 材料的杨氏模量中阻尼系数 η 分别取为 0, 0.1, 0.2, 0.3 时的传输特性曲线(图 6).从图 6 可以发现,随着管路 A 材料阻尼系数的增加,管路对弯曲振动的衰减作用也随之增强.因此,在相同条件

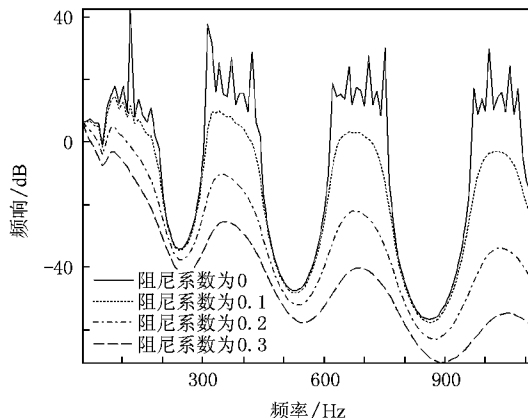


图6 不同阻尼系数下的弯曲振动传输特性

Koo 等^[13]研究了周期支撑条件对充液管路振动特性的影响,但是没有考虑到支撑对周期管路的影响.这里将周期管路上再附加支撑,如图 7 所示.

同样采用以上所述传递矩阵法计算具有周期支撑管路的能带结构及其传输特性.计算中取管路 A 和管路 B 的材料均为钢,其他参数不变,每隔 $a = 0.5\text{ m}$ 均施加刚度系数 λ 为 $1 \times 10^{10}\text{ N}\cdot\text{m}^{-2}$ 的弹性支撑,图 8 给出了此时的能带结构及传输特性.与文献^[13]的结果相比较,发现两者基本一致,这证实了施加支撑条件下传递矩阵的正确性.

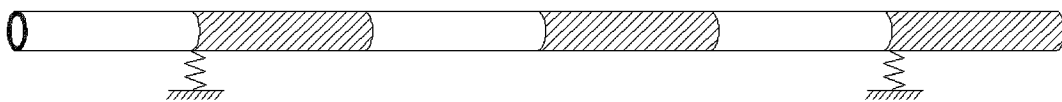


图7 具有弹性支撑的周期结构示意图

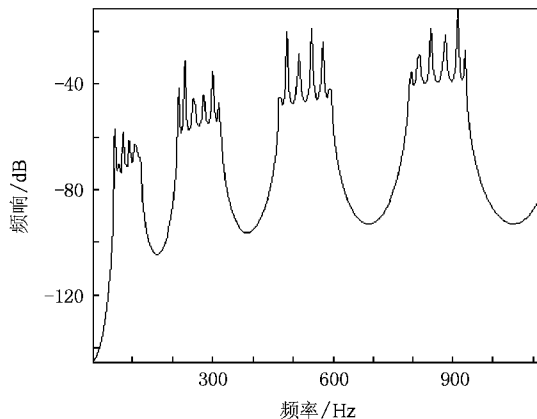
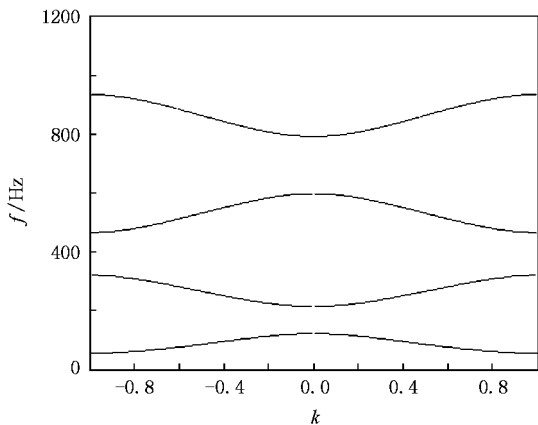


图8 具有周期弹性支撑管路的能带结构与传输特性 (a)能带结构 (b)传输特性

如果将图 7 中的管路 A 和管路 B 的材料分别取为环氧树脂和钢, 然后在每个周期处再施加周期支撑条件, 此时的能带结构和传输特性如图 9 所示. 对比

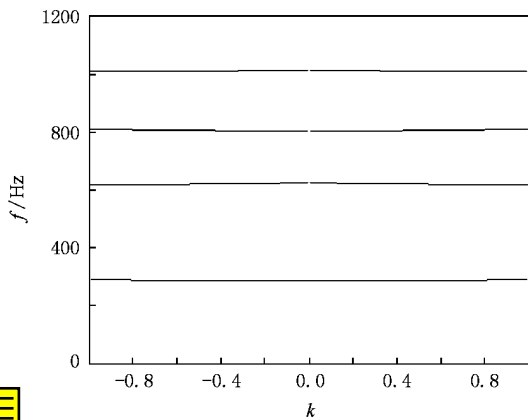


图 2 和图 9 可以发现, 材料周期变化加上周期弹性支撑的周期管路的能带结构不仅在低频出现了较宽的带隙, 而且其他频段的带隙都得到了很大拓宽.

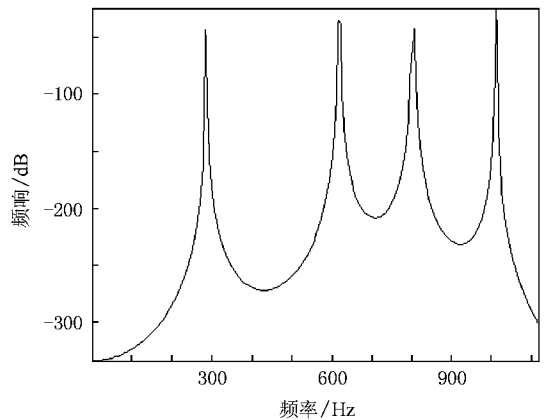


图 9 周期管路加周期弹性支撑的能带结构与传输特性 (a)能带结构 (b)传输特性

进一步研究非周期支撑对带隙特性的影响. 首先假设 6 个周期的环氧树脂和钢管中仅在第三个周期处施加一个支撑, 计算了支撑刚度系数 λ 分别为 0 , 12×10^7 , $50 \times 10^{10} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$ 条件的传输特性(图 10). 从图 10 可以看出, 支撑的弹性系数越大, 对弯曲振动的抑制能力就越强.

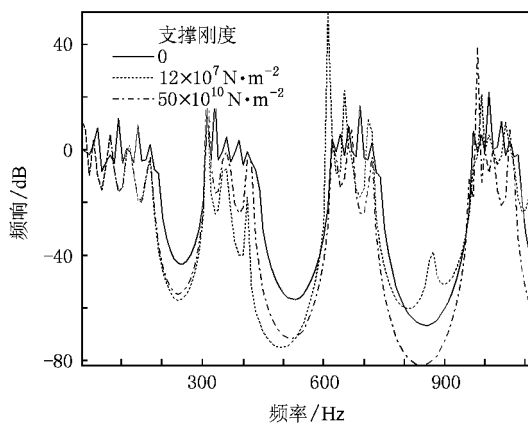


图 10 不同支撑刚度系数下的传输特性

进一步分析支撑数目对振动带隙的影响. 假设支撑刚度系数 λ 均为 $2.106 \times 10^{11} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$, 分别计算了如下三种支撑数目下管路系统弯曲振动的传输特性情况(图 11) (1) 在第 3 个周期处加一个支撑; (2) 分别在第二个、第四个周期处加支撑; (3) 分别在第一个、第三个、第五个周期处加支撑. 为了比较, 图 11 中还给出了无支撑时周期管路的传输特性. 从图 11 可以发现, 支撑数目越多, 对弯曲振动的衰减作用越强.

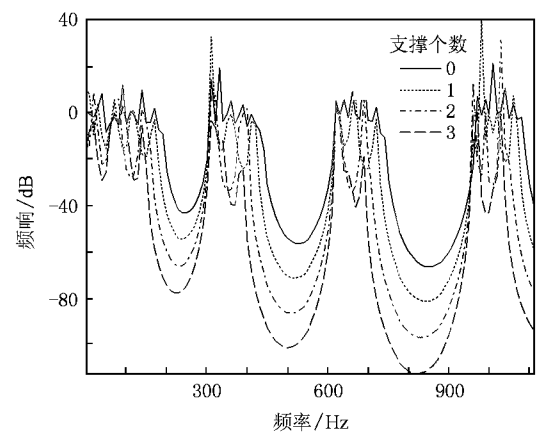


图 11 不同支撑数目下的传输特性

5. 结 论

充液管路的固液耦合振动广泛存在于各种工程领域中, 对其弯曲振动控制进行研究具有重要意义. 将声子晶体思想引入到管路结构设计中, 将管壁设计成周期性结构. 基于 Timoshenko 梁模型, 采用传递矩阵法计算了固液耦合条件下周期管路结构的弯曲振动能带结构及其传输特性. 研究发现, 充液材料周期管路结构的弯曲振动存在振动带隙, 在带隙频率范围内可以较好地控制管路中弯曲振动的传播; 管路材料的阻尼增大时, 对弯曲振动的衰减效果增强; 在有支撑条件下, 支撑刚度越大、支撑数目越多, 振动衰减的效果越好, 特别是将管路设计成周期结构后再施加周期弹性支撑可以大大拓宽带隙频率范

围. 本研究将为充液管路的振动控制提供新的技术途径.

- [1] Zhao L D 2006 *Pipel Tech. Equip.* **6** 30 (in Chinese) [赵力电 2006 管道技术与设备 **6** 30]
- [2] Chen G , Zhu S J 2004 *J. Naval Univ. Eng.* **16** 40 (in Chinese) [陈 刚、朱石坚 2004 海军工程大学学报 **16** 40]
- [3] Zhu S J , Chen G 2006 *J. Ship Mech.* **10** 142 (in Chinese) [朱石坚、陈 刚 2006 船舶力学 **10** 142]
- [4] Li F 1995 *J. Sound Vib.* **183** 169
- [5] Yu D L , Wen J H , Zhao H G , Liu Y Z , Wen X S 2008 *J. Sound Vib.* **318** 193
- [6] Yu D L , Wen J H , Liu Y Z , Qiu J , Wen X S 2009 *Chin. J. Mech. Eng.* **45** 36 (in Chinese) [郁殿龙、温激鸿、刘耀宗、邱静、温熙森 2009 机械工程学报 **45** 36]
- [7] Kushwaha M S , Halevi P , Martinez G 1994 *Phys. Rev. B* **49** 2313
- [8] Wen X S 2006 *Photonic/Phononic Crystals Theory and Thechnology* (Beijing : Science Press)
- [9] Sigalas M M , Economou E N 1992 *J. Sound Vib.* **158** 377
- [10] Wu F G , Liu Z Y , Liu Y Y 2001 *Chin. Phys. Lett.* **18** 785
- [11] Kushwaha M S , Djafari-Rouhani B 1996 *J. Appl. Phys.* **80** 3191
- [12] Wu F G , Liu Z Y , Liu Y T 2001 *Acta Acust.* **26** 319 (in Chinese) [吴福根、刘正猷、刘有延 2001 声学学报 **26** 319]
- [13] Koo G H , Park Y S 1998 *J. Sound Vib.* **210** 53
- [14] Sorokina S V , Ershovav O A 2006 *J. Sound Vib.* **291** 81
- [15] Lesmez M W. 1989 *Ph. D. Dissertation* (East Lansing : Michigan State University)

Flexural vibration property of periodic pipe system conveying fluid based on Timoshenko beam equation^{*}

Shen Hui-Jie[†] Wen Ji-Hong Yu Dian-Long Wen Xi-Sen

(School of Mechatronics and Automation , National University of Defense Technology , Changsha 410073 , China)

(Key Laboratory of Photonic and Phononic Crystal of Ministry of Education , Changsha 410073 , China)

(Received 17 December 2008 ; revised manuscript received 2 March 2009)

Abstract

Fluid and structure interaction induced vibration in pipe system conveying fluid occurs in many fields , and the flexural vibration control is very important. The idea of phononic crystals is introduced into the design of pipe system conveying fluid. Basing on Timoshenko beam equation , and using the transfer matrix method , we study the band gap properties of the vibration and its transmission properties. The effect of the material damping ratio and spring support stiffness on the band gap is analyzed. The existence of band gaps in the periodic pipe system conveying fluid lends new insight into vibration control of pipes.

Keywords : phononic crystals , pipe system conveying fluid , vibration band gap

PACC : 4320 , 4335 , 0260 , 8160H

* Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant No. 50875255).

† E-mail : shj588@163.com