DOI:10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2013.05.013



# 流体隔振浮筏反共振特性的试验研究*

徐道临，刘怀远，刘春嵘

（湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室，湖南 长沙 410082）

摘要：针对低频隔振问题，基于反共振原理设计制造了一个带有液面高度调节器的单层流体隔振浮筏。根据不同的激振频率调节液面高度，对浮筏力传递率与激振频率的关系进行了系列试验研究，验证了浮筏的反共振原理隔振的有效性。进一步提出调节浮筏侧边的流体通道间隙方法，试验验证了间隙调节方法可有效调节反共振频率。基于液面高度-反共振频率曲线和调节间隙-反共振频率曲线的试验比较，从理论和试验两方面阐述了调节液体通道间隙与调节液面高度两种方法对调节浮筏反共振频率的优点与不足，提出了兼顾低传递率和宽隔振频带的组合调控反共振频率的方法。

关键词：流体浮筏；反共振；低频隔振；液面高度调节器
中图分类号：TU311.3；TU352.1　　文献标识码：A　　文章编号：1004-4523(2013)05-0641-06

## 引　言

隔振降噪问题在工程应用和学术研究领域一直广受关注，人们对隔振的要求也在不断提高。传统的线性阻尼刚度隔振系统对高频振动具有很好的隔振效果，然而受其隔振原理的限制，对于低频振动难以实现很好的隔振。近年来也出现了一些新型低频隔振理论与装置：有准零刚度隔振器、振子吸振器、惯性耦合的反共振隔振器等。准零刚度隔振器在静平衡位置时其力与位移关系曲线的导数为零[1~3]，即刚度为零，理论上在零刚度处其具有低频隔振能力且隔振频带宽的优点，但其对静平衡位置的载荷配置要求严苛。另一类隔振方法是振子吸振器，即在振动物体上附加质量弹簧系统。振子吸振器可以对特定的单一频率实现完全隔振，适用于某单一频率隔振，但其隔振带宽较窄。惯性耦合的反共振隔振器是针对特定频率的激励产生的惯性力与弹簧作用力相位相反[4~8]，从而有可能相互抵消达到减振目的。为调节和拓宽反共振隔振器的频带，Plooy等提出刚度可调式空气弹簧减振器[9]。Yilmaz 提出了设计多自由度反共振隔振器的思想[10,11]。刘春嵘等提出了单层流体浮筏反共振隔振技术[12]，通过调节液面高度实现调节反共振频率的方法，并通过简单试验验证了其良好的低频隔振性能，但没有对理论液面高度与反共振频率关系曲线的准确性，以及不同液体流通间隙下浮筏的反共振隔振性能等进行详尽的试验研究。

本文基于文献[12]设计制作了一个带有液面高度调节器的单层流体隔振浮筏，进行了一系列的试验研究，验证了流体隔振浮筏反共振理论分析的正确性。通过试验测试不同液面高度下浮筏的力传递率与激振频率关系来验证隔振浮筏的反共振理论。为了进一步探索流体通道间隙调节新方法，研究了流体通道间隙-理论液面高度-反共振频率的关系，进行了一系列的试验测试，验证不同流体通道间隙下浮筏的力传递率与激振频率关系。比较了调节液面高度与调节流体通道间隙的优点与不足，基于试验结果提出协同调节流体通道间隙与液面高度达到调节反共振频率的方法。

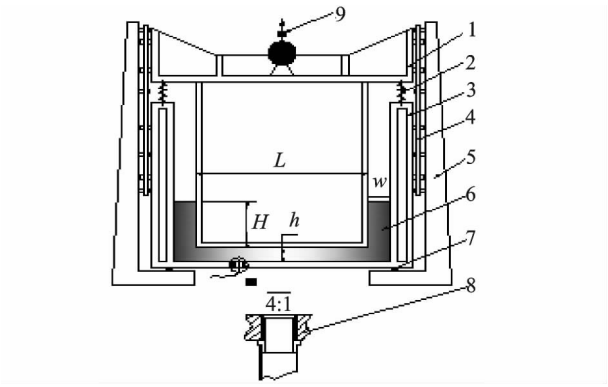
## 1　试验装置

如图 1 所示：单层的流体隔振浮筏。

流体隔振浮筏主要包括浮体 1、下层箱体 3 两部分，两者之间以弹簧连接，通道内注入一定量流体（水），直线导轨约束浮体仅在垂直方向运动。振源（激振器）安装在浮体上，在振源与浮体间和下层箱体与基座间装有两组力传感器，下层箱体与基座刚性连接，振源激振力由弹簧和流体作用传至基座。

* 收稿日期：2012-12-20；修订日期：2013-05-07
基金项目：国家自然科学基金资助项目（11072075；11272116）

(C)1994-2019 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

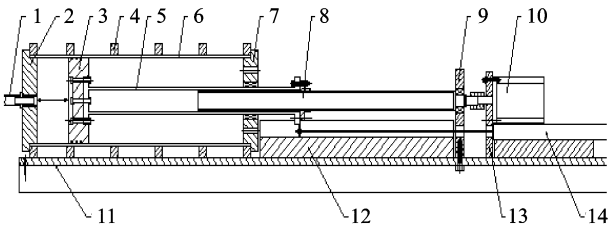



1. 浮体；2. 弹簧(4 个)；3. 下层箱体；4. 导向机构；5. 基座；6. 流体；7. 力传感器Ⅱ；8. 注水接头与软管；9. 力传感器Ⅰ

**图 1 单层流体隔振浮筏**

Fig. 1 Single-deck floating raft vibration isolator

浮体、下层箱体的内腔都为长方体，纵向宽度均为 $W$，浮体长度分别为 $L$，两者侧边的流体通道间隙均为 $w$，浮体底面至下层箱体内底面的距离为 $h$，静态时浮体侵入流体的高度为 $H$，其值通过液面高度调节器(图 2 所示)调节活塞的位置 $l$ 来调节。




1. 软管；2. 前端盖与注水接头组件；3. 活塞组件；4. 支撑抱箍(6 个)；5. 空心活塞杆；6. 活塞缸；7. 后端盖；8. 滚珠丝杆螺母组件；9. 滚珠丝杆支撑；10. 步进电机；11. 底板；12. 滚轴丝杆导轨；13. 步进电机支撑；14. 位移传感器

**图 2 液面高度调节器**

Fig. 2 Fluid level controller

流体隔振浮筏与液面高度调节器通过一根软管连接，两者实物装置如图 3 所示。步进电机的旋转驱动滚珠丝杆控制活塞的注水与吸水。位移传感器采集活塞当前位置 $l_t$，根据流体等体积变换 $2WHw=\pi R^2 l$ ($R$ 为活塞半径)，得到液面高度增量 $\Delta H=\pi R^2\Delta l/(2Ww)$ 来调节活塞的位置。

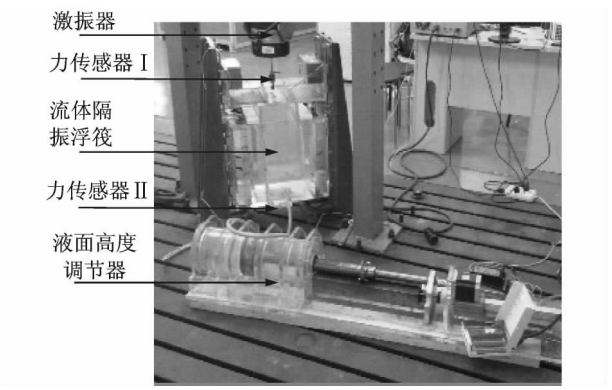



**图 3 流体隔振浮筏与液面高度调节器试验装置**

Fig. 3 Experimental facility containing floating raft vibration isolator and fluid level controller

## 2 数学模型

流体隔振浮筏的数学模型是对浮体进行受力分析，并建立浮体的运动方程得到的[12]。下面简要阐述其数学推导过程。

### 2.1 浮体受力及其与流体间的作用力分析

浮筏的理论简化模型如图 4 所示。

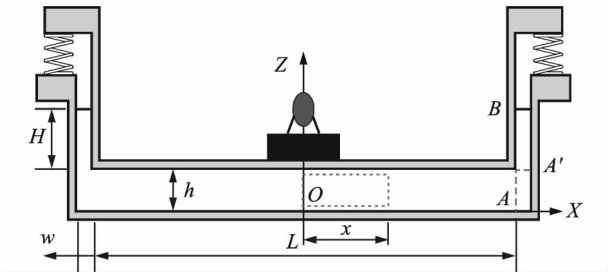



**图 4 流体隔振浮筏系统简化模型**

Fig. 4 Simplified model of floating raft vibration isolator

作用在上层浮体上的力有：激振力 $F_t$，弹簧力 $F_k$，流体垂直作用力 $F_f$。

$$F_t = F_0\cos(\omega t+\varphi) \tag{1}$$

$$F_k = -k\hat{h} \tag{2}$$

式中 $F_0$，$\omega$，$\varphi$ 为激振力的幅值、角频率、相位角；$k$ 为弹簧刚度；$\hat{h}$ 为浮体距离平衡位置的位移。

$$U=\frac{\mathrm{d}\hat{h}}{\mathrm{d}t} \tag{3}$$

式中 $U$ 为浮体的垂直速度，忽略侧面剪力得到浮体底部压力分布 $p(x)$(推导过程详见文献[12])，再积分得到底部流体对浮体的垂直作用力 $F_f$

$$F_f = 2W\int_0^{L/2}p(x)\mathrm{d}x = -\frac{\rho}{2}\frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}t}\left(\frac{WL^3}{6h}+\frac{WHL^3}{w}\right)-\rho gWL\left(1+\frac{L}{2w}\right)\hat{h}+C_D^1U \tag{4}$$

式中 $\rho$ 为流体密度，$g$ 为重力加速度，$C_D^1U$ 为忽略速度二阶以上量的摩擦力和局部阻力之和的简化力，$C_D^1$ 为一个与浮筏结构有关的正常数。传递到容器基座上的力 $F_T$ 包括弹簧力与流体作用力。

$$F_T=\frac{\rho}{2}\frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}t}\left(\frac{WL^3}{6h}+\frac{WHL^2}{w}\right)+\left[k+\rho gEL\left(1+\frac{L}{2w}\right)\right]\hat{h}+C_D^1U \tag{5}$$

(C)1994-2019 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

### 2.2　浮体运动方程

由牛顿力学定律建立浮体动力学方程

$$M_f \frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}t} = F_t + F_k + F_f \tag{6}$$

式中　$M_f$ 为浮体质量，将式(3)，(4)代入式(6)考虑小幅振动并线性化处理得运动方程

$$[M_f + M_A]\frac{\mathrm{d}^2\hat{h}}{\mathrm{d}t^2} = -K_e\hat{h} - C_D^1\frac{\mathrm{d}\hat{h}}{\mathrm{d}t^2} + F_t \tag{7}$$

式中

$$M_A = \frac{\rho}{2}\left(\frac{WL^3}{6h} + \frac{WHL^2}{w}\right) \tag{8}$$

$$K_e = k + \rho g WL\left(1 + \frac{L}{2w}\right) \tag{9}$$

$M_A$ 为流体运动引起的附加质量，$K_e$ 为弹簧和流体浮力引起的等效刚度。

### 2.3　力传递率

考虑到振源作谐波小幅振动，激振力 $F_t$ 可以表示为

$$F_t = F_0\cos\omega t \tag{10}$$

式中　$F_0$，$\omega$ 分别为激振力的幅值、角频率，将式(10)代入式(6)求解方程(7)得到浮体运动方程

$$\hat{h} = X_0\mathrm{e}^{-\xi\omega_{n1}t}\cos(\omega_d t - \psi) + X_1\cos(\omega t - \varphi) \tag{11}$$

式中　$\psi$，$\varphi$ 为相位角；$X_0$ 的值由初始状态决定；$\xi$，$\omega_{n1}$，$\omega_d$，$X_1$ 由以下公式得出

$$\xi = \frac{C_D^1}{2\omega_{n1}[M_f + M_A]},\quad \omega_{n1} = \sqrt{\frac{K_e}{M_f + M_A}},$$

$$X_1 = \frac{F_0}{K_e\sqrt{[1 - (\omega/\omega_{n1})^2]^2 + (2\xi\omega/\omega_{n1})^2}},$$

$$\omega_d = \sqrt{1 - \xi^2}\,\omega_{n1} \tag{12}$$

由于系统存在阻尼，式(11)右边第 1 项会随时间衰减，取其稳定态 $\hat{h} = X_1\cos(\omega t - \varphi)$ 来计算力传递率 $T_A$

$$T_A = \frac{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\frac{\omega_n^2}{\omega_{n2}^2}\right]^2 + \left(2\xi\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\left(1 + \frac{\omega_n^2}{\omega_{n2}^2}\right)}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\left(1 + \frac{\omega_n^2}{\omega_{n2}^2}\right)\right]^2 + \left(2\xi\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\left(1 + \frac{\omega_n^2}{\omega_{n2}^2}\right)}} \tag{13}$$

式中

$$\omega_{n2} = \sqrt{\frac{K_e}{M_A}},\ \omega_n = \sqrt{\frac{K_e}{M_f}} \tag{14}$$

当 $T_A$ 取最小值时，$\omega = \omega_{n2}$，得到理论反共振频率 $\omega$ 与液面高度 $H$ 和侧边液体通道间隙 $w$ 的关系如下

$$\omega = \frac{\sqrt{k + \rho g WL\left(1 + \frac{L}{2w}\right)}}{\sqrt{\frac{\rho}{2}\left(\frac{WL^3}{6h} + \frac{WHL^2}{w}\right)}} \tag{15}$$

## 3　试验及理论对比分析

为验证流体隔振浮筏反共振理论，设计和加工了流体隔振浮筏，其具体尺寸为：$L=200$ mm，$W=300$ mm，$w=50$ mm，$h=100$ mm，$H=0\sim205$ mm，$M_f=33.2$ kg，$k=57\,840$ N/m。试验中，采用亿恒振动采集仪，在浮体结构的正上方安装一个由功率放大器(型号 HEA-200C)驱动的激振器(型号 HEV-200)，此激振器用于提供竖直方向上的激振力。在浮体与激振器之间，安装一个用于测量激励力的力传感器(型号 208C02)。另一个力传感器(型号 208C02)布放在容器与基座之间，用于测量在振动过程中被传递到基座上的力。激扰频率在 1～18 Hz 范围，测试频率间隔为 0.2 Hz，反共振区域为 0.1 Hz。

为了初步检验理论与试验相符性，针对系统固有频率做了理论计算和试验研究。当 $H=0$ 时(即无流体状态下)，理论计算的系统固有频率为 $\omega_n = 6.74$ Hz。试验给出了 $H=0$ 时浮筏的力传递与激振频率曲线(如图 5)。

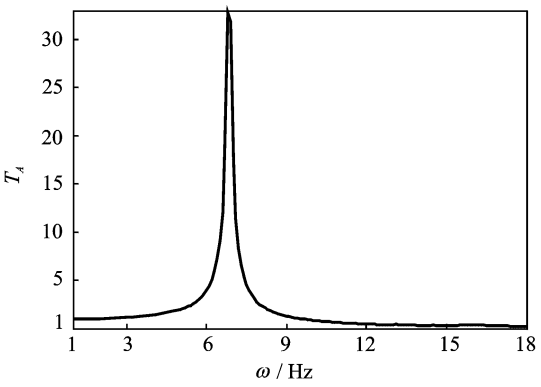



图 5　$H=0$ 时浮筏的力传递率与激振频率的关系

Fig. 5　Force transmissibility versus excitation frequency at $H=0$

试验测得系统共振频率出现在 6.9 Hz 处与理论计算值 6.74 Hz 接近。当液面高度为零时，该浮筏就是一个传统的线性阻尼刚度隔振系统，其激扰频率大于 $\sqrt{2}\omega_n = 9.6$ Hz 时系统才开始具有减振效果，只有当激振频率 $\omega > 17$ Hz 时力传递率才会降至 0.3 以下。

(C)1994-2019 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

为研究反共振频率的调节方法，在浮体两侧粘贴轻质泡沫板改变流体通道间隙，采用液面高度调节器调节液面高度。对不同流体通道间隙($w$=50，35，28，20 mm)和液面高度($H$=0，60，90，110，140，170 mm)的情况进行了试验，得到了力传递率与激振频率曲线如图 6 所示。

由图 6 可知，对应于某一激振频率，在流体通道间隙固定的情况下，通过调节液面高度可使隔振系统出现反共振(力传递率极小值)。反共振状态下的力传递率受流体通道间隙、液面高度和反共振频率等因素的影响。表 1 给出了不同的液体通道间隙、液面高度和反共振频率值以及反共振的力传递率。由表 1 可以看出，反共振状态下的力传递率随流体通道间隙增大而减小，随反共振频率的增大而减小。

表 1 不同的流体通道间隙与液面高度下浮筏的反共振频率及其力传递率

Tab. 1 Anti-resonance frequency and force transmissibility for different gaps and liquid levels

| 通道间隙 $w$/mm | 液面高度 $H$/mm | 反共振频率 $\omega$ /Hz | 力传递率 |
|---|---|---|---|
| 50 | 60 | 9.6 | 0.051 |
| 50 | 90 | 8.5 | 0.053 |
| 50 | 110 | 7.6 | 0.063 |
| 50 | 140 | 7.0 | 0.076 |
| 50 | 170 | 6.5 | 0.084 |
| 35 | 60 | 8.0 | 0.091 |
| 35 | 90 | 6.9 | 0.094 |
| 35 | 110 | 6.5 | 0.105 |
| 35 | 140 | 5.8 | 0.166 |
| 35 | 170 | 5.5 | 0.253 |
| 28 | 60 | 7.7 | 0.095 |
| 28 | 90 | 6.4 | 0.116 |
| 28 | 110 | 6.0 | 0.129 |
| 28 | 140 | 5.7 | 0.241 |
| 28 | 170 | 5.0 | 0.257 |
| 20 | 60 | 6.3 | 0.249 |
| 20 | 90 | 5.3 | 0.261 |
| 20 | 110 | 5.0 | 0.331 |
| 20 | 140 | 4.7 | 0.441 |
| 20 | 170 | 4.5 | 0.509 |

根据表 1 中的数据得到不同 $w$ 值情况下，反共振频率与液面高度的试验点。将试验点与式(15)给出的理论曲线进行比较(如图 7 所示)。试验与理论的比较结果发现，随液面高度 $H$ 增大理论与试验的反共振频率都向低频移动，两者的变化趋势相同。在 $w$ 值较大的情况下($w$=50，35 mm)，理论预测的

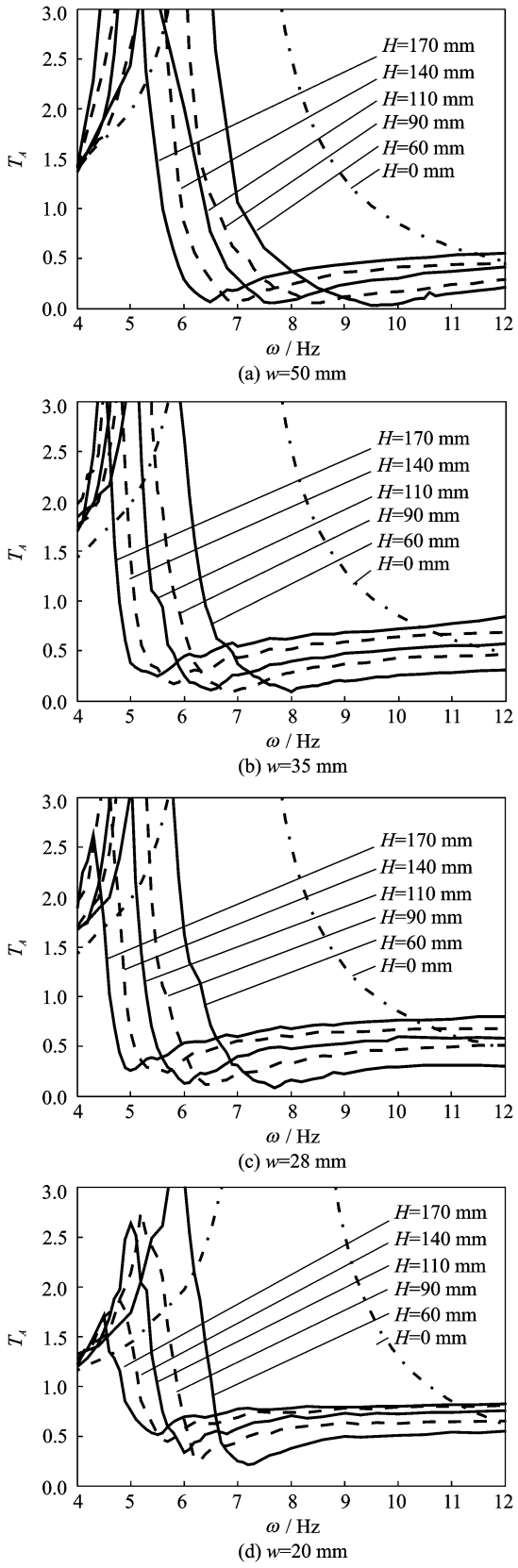



图 6 不同 $H$ 的力传递率与激振频率关系

Fig. 6 Force transmissibility versus excitation frequency for different gaps and liquid levels

反共振频率比试验值高。在 $w$ 值较小的情况下($w$=28，20 mm)，除个别试验点外($w$=20 mm，

(C)1994-2019 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

$H=140$ mm 及 $w=20$ mm，$H=170$ mm），理论预测值与试验十分吻合。

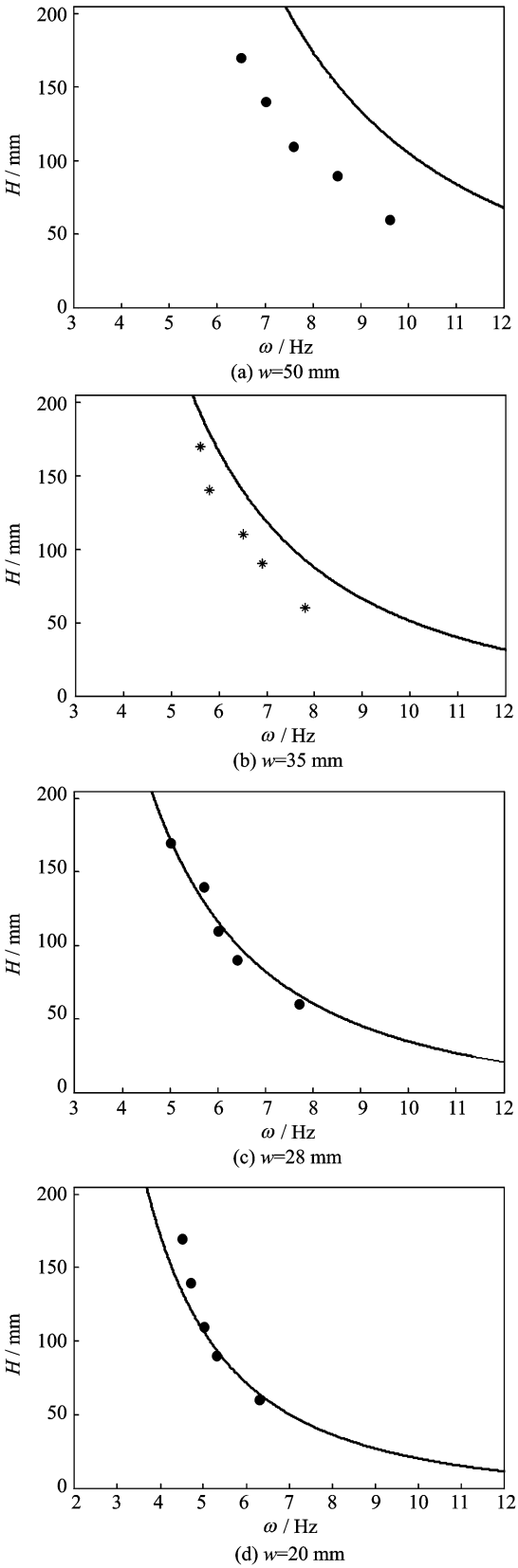



图 7　试验数据与理论曲线对比

Fig. 7　Comparison of the experimental data and theoretical results

当流体通道间隙较大时，理论分析值与试验差异的原因是在理论分析中假设了流体通道截面上压强均匀分布。而流场中可能出现漩涡运动，导致流体通道截面上压强分布不均匀，从而导致理论和试验的差别。当流体通道间隙较小时，流体只存在沿流体通道方向上的运动，因此，流体通道截面上压强均匀分布的假设是成立的。因此，理论预测值与试验十分吻合。个别点理论和试验出现差异的原因可能是间隙 $w$ 过度减小后低频振动时液面高度激烈震荡，系统非线性增大致使 $w=20$mm 的低频试验数据与理论曲线偏差略增。

由表 1 的数据可知，调节流体通道间隙 $w$ 能调节流体隔振浮筏的反共振频率。图 8 给出了流体通道间隙 $w$ 与反共振频率关系的试验数据。由图可以看出同液面高度下反共振频率随 $w$ 减小而减小且调节的频带宽，这与理论预测结果是一致的。因此通过调节 $w$ 来调节反共振频率更为有效。

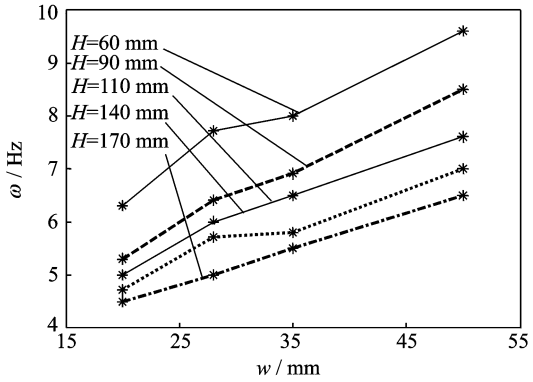



图 8　不同间隙下各液面高度的试验反共振频率

Fig. 8　Anti-resonance frequency for different gaps and liquid levels

调节流体通道间隙与调节液面高度各有优点与不足。在较大的流体通道间隙下调节液面高度可以获得较低的力传递率，但是由于受浮筏结构高度尺寸限制，液面高度调节量是有限的，例如：本试验浮筏，当 $w=50$ mm 时，液面高度可调量为 205 mm，浮筏只能对大于 6 Hz 的激振力实现反共振隔振。进一步向低频扩展还需要更大容量的隔振装置，在实践中不易采用。调节流体通道间隙的方法无需改变装置容量，可以高效地控制调节流量，调节频率范围也大，不受浮筏结构高度尺寸限制。但是当流体通道间隙减小后系统的流体阻尼增大，导致试验反共振时的力传递率增大，会影响减振效果。

在兼顾较大的反共振调频带宽和较好的隔振传递率，可考虑结合调节液面高度与调节流体通道间隙各自的优点，浮筏设计的优先考虑是要满足一定

(C)1994-2019 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

的隔振效果条件下进一步拓宽反共振隔振频带。隔振效率的技术要求决定了流体通道间隙的尺寸，反共振隔振频带宽度的技术要求决定了可调节液面高度设计。

## 4 结 论

本文设计制作了带液面高度调节器的单层流体隔振浮筏，进行了大量试验研究，并和理论分析进行了比较，得到如下结论：

(1) 在流体通道间隙较大时，理论与试验在趋势上一致，但理论预测的反共振频率高于试验值。在流体流通间隙较小时，理论与试验十分吻合。

(2) 流体隔振浮筏的反共振频率可通过调节液面高度和调节流体通道间隙来实现。调节液面高度，可实现较低的力传递率，但调节范围有限。改变流体通道能获得较大的频率调节范围，但在低频段的力传递率较大。

(3) 在设定的隔振效率前提下合理地调节流体流通间隙同时调节液面高度可兼顾低传递率和宽隔振频带性能。

参考文献：


[1] 彭献，张施详. 一种准零刚度被动隔振系统的非线性共振响应分析[J]. 湖南大学学报(自然科学版)，2011，38(8)：34—39.
PENG X，ZHANG S X. Nonlinear resonance response analysis of a kind of passive isolation system with quasi-zero stiffness [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences)，2011，38(8)：34—39.

[2] Carrelle A，Brennan M J，Waters T P. Static analysis of a passive vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic[J]. Journal of Sound and Vibration，2007，301：678—689

[3] Carrella A，Brennan M J，Kovacic I，et al. On the force transmissibility of a vibration isolator with quasi-zero-stiffness[J]. Journal of Sound and Vibration，2009，322：707—717.

[4] Flannelly W G. Dynamic anti-resonant vibration isolator[P]. U. S. Patent NO. 3，322，379，1967.

[5] Desjardins R A. Vibration isolation system[P]. U. S. Patent NO. 4，140，028，1979.

[6] Rita A D，McGarvey J H，Jones R. Helicopter rotor isolation evaluation utilizing the dynamic anti-resonant vibration isolator[J]. Journal of the American Helicopter Society，1978，23(1)：22—29.

[7] Desjardins R A，Hooper W E. Anti-resonant rotor isolation for vibration reduction[J]. Journal of the American Helicopter Society，1980，25(3)：37—44.

[8] Braun D. Development of anti-resonance force isolators for helicopter vibration reduction[J]. Journal of the American Helicopter Society，1982，27(4)：37—44.

[9] Plooy N F，Heyns P S，Brennan M J. The development of a tunable vibration absorbing isolator[J]. International Journal of Mechanical Sciences，2005，47：983—997.

[10] Yilmaz C，Kikuchi N. Analysis and design of passive band-stop filter-type vibration isolators for low-frequency applications[J]. Journal of Sound and Vibration，2006，291：1 004—1 028.

[11] Yilmaz C，Kikuchi N. Analysis and design of passive low-pass filter-type vibration isolators considering stiffness and mass limitations[J]. Journal of Sound and Vibration，2006，293：171—195.

[12] 刘春嵘，冀建飞，徐道临. 反共振流体浮筏的隔振特性研究[J]. 力学与实践，2012，34(2)：49—53.
LIU C R，JI J F，XU D L. Study on vibration isolation of fluid-type anti-resonance floating raft system[J]. Mechanics in Engineering，2012，34(2)：49—53.


# Experimental study on the anti-resonance characteristic of fluid-type floating raft


*XU Dao-lin，LIU Huai-yuan，LIU Chun-rong*

(State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body，Hunan University，Changsha 410082，China)



**Abstract**：A prototype of single-deck floating raft vibration isolator system with a fluid level controller was developed based on anti-resonance mechanism for attenuating low-frequency vibration. For verifying the effectiveness of anti-resonance mechanism，a series of experimental studies had been conducted on the characteristics of the force transmissibility against excitation frequency by tuning liquid levels. Furthermore a method of tuning liquid flowing gap was proposed and the experimental tests demonstrated the effectiveness of the method. Based on the experimental comparison between the tuning liquid level method and the tuning flowing gap method using anti-resonance frequency curves，a discussion of advantages and disadvantages of these two methods were provided according to the efficiency of tuning anti-resonance frequency，and a combination of the both schemes was suggested for the improvement of vibration attenuation in terms of lower force transmissibility and wider isolation bandwidth.



**Key words**：floating raft；anti-resonance；low frequency vibration isolator；liquid level controller



**作者简介：徐道临**(1958—)，**男，教授。电话**：(0731)88821791；E-mail：dlxu@hnu.edu.cn


(C)1994-2019 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net