

文章编号: 1006-1355(2014)01-0032-04

舱段的声振特性分析和舱壁的振动控制

夏齐强¹, 陈志坚¹, 王 珺²

(1. 海军工程大学 舰船工程系, 武汉 430033; 2. 海军装备研究院, 上海 200235)

摘要: 为降低舱壁振动对圆柱壳舱段声振性能的影响, 对舱壁展开结构声学设计, 并采用阻尼减振理论措施。在舱壁表面敷设阻尼材料以减小结构振动响应; 利用阻抗失配原理, 在舱壁根部与壳体连接处添加贴板支撑垫以增大振动波传递损失。采用FEM/BEM法对改进舱壁前后舱段的声振性能进行数值计算, 分析舱壁的振动控制效果。结果表明: 舱壁敷设阻尼材料和添加贴板支撑垫不仅可有效降低舱段振动和声辐射, 也进一步地隔离振动波向舱段壳体的传递, 是一种较好的减振降噪措施。

关键词: 振动与波; 舱壁振动; 舱段; 隔振设计; 声辐射

中图分类号: TB52; U661.44

文献标识码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1335.2013.04.008

Analysis of Cabin's Vibro-acoustic Characteristics and Control of Bulkhead Vibration

XIA Qi-qiang¹, CHEN Zhi-jian¹, WANG Jun²

(1. Department of Naval Ship Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China; Naval Academy of Armament, Shanghai 200235, China)

Abstract: In order to depress the effect of bulkhead vibration on cabin's vibro-acoustic characteristics, structural-acoustic design of bulkhead is done. According to the theory of damping vibration attenuation, the bulkhead is coated with a viscoelastic layer for reducing the vibration response. As to increase transmission loss, a back annular plate is attached between the bulkhead and the shell according to the principle of impedance mismatch. The vibro-acoustic characteristics of the cabin are calculated by FEM/BEM and the bulkhead's vibration control effect is analyzed. The results show that bulkhead coated with the viscoelastic layer and added with the attached back annular plate can not only reduce cabin's vibration and sound radiation effectively, but also isolate the structure-borne sound from the adjacent cabin significantly. So, this is a better measure for bulkhead's vibration damping and noise reduction.

Key words: vibration and wave; bulkhead vibration; cabin; vibrating isolation design; sound radiation

潜艇耐压船体因总体性能和布置需要, 通常设置多个内部舱壁。舱壁的存在可以大幅提高舱段结构的强度和稳定性。由于动力装置等机械设备的激励, 舱壁会受到沿艇体纵向周期性激励作用而引起振动。舱壁的振动传递到壳体上, 直接影响潜艇结构的声振性能。因此, 开展舱壁振动控制研究对舱段结构声学优化设计和潜艇的减振降噪具有十分重要的意义。目前, 对舱壁的研究主要从安全性考虑, 集中在结构强度方面^[1]; 文献[2]利用有限元法研究

了结构参数改变对舱壁振动的影响; 文献[3]利用空间简谐分析法探讨了舱壁参数对圆柱壳受激振动输入功率流的影响; 文献[4]基于Flügge壳体理论和Helmholtz波动方程, 用解析法研究了有无舱壁对圆柱壳声辐射的影响。由于对舱壁振动的处理没有规范性的方法, 一般在研究舱段振动辐射噪声时, 没有考虑舱壁振动的影响或者简化舱壁边界条件, 这样容易产生较大的误差^[5], 基于舱段声学性能考虑的舱壁结构减振隔振设计研究较少, 只有文献[6]利用阻振质量锯和阻振质量环路对舱壁进行了隔振优化设计, 但是存在的不足是阻振质量环路和阻振质量锯会使原舱段重量增加很多, 因此实际应用效果有所下降。如果能降低舱壁振动水平及振动传递能力, 不仅可以有效减小以舱段模型进行噪声估算的

收稿日期: 2013-01-31

基金项目: 国防科技预研基金(4011101020101)

作者简介: 夏齐强(1984-), 男, 湖北广水人, 博士生, 主要研究方向为船舶结构振动与噪声控制。

E-mail: qqwhhg@163.com.

误差,而且为研究环肋圆柱壳舱段水下辐射噪声机理提供方便。本文在上述研究的基础上,从降低舱壁振动水平和振动传递能力两个方面,对舱壁进行了振动控制,利用FEM/BEM法^[7, 8]研究舱壁振动控制前后舱段的振动声辐射性能,旨在为潜艇结构声学设计提供参考。

1 振动控制理论

1.1 阻尼减振原理

根据振动力学理论,单自由度系统动力放大系数的解析式为^[9]

$$\alpha = \frac{x_0}{x_{st}} = \frac{1}{[(1-g)^2 + 4\xi^2 g^2]^{1/2}} \quad (1)$$

式中 频率比 $g = \frac{\omega}{\omega_n}$, 阻尼比 $\xi = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$ 。从上

式可以看出,增大振动系统的阻尼比 ξ ,动力放大系数会减小。

设系统原有阻尼 c , 增加阻尼 c_1 , 则阻尼比 ξ' 将变为

$$\xi' = (1 + \frac{c_1}{c})\xi \quad (2)$$

如果附加阻尼 c_1 比原先的阻尼 c 大得多, 阻尼比 ξ' 将远大于 ξ , 动力放大系数将显著减小, 而且是在全部频带上都被压低了, 从而达到减振的目的。

1.2 振动波传递阻抑机理

以不同截面线形连接板为研究对象, 阐明振动波沿舱壁传递阻抑机理。假设入射弯曲波速度为 $v e^{-jk_1 x} e^{j\omega t}$, 其中 v 为入射波振动速度幅值, k_1 是板1中弯曲波波数, ω 为圆频率。为简化随后的推导, 过程中与时间相关的简谐因子 $e^{j\omega t}$ 均被略去。由波动理论^[10]可知, 当弯曲波垂直入射到突变截面上, 由于阻抗失配, 不仅是振动能量重新分配, 波动形式也会发生转换, 即除部分转化为透射波和反射波外, 还会在转角处产生向两边衰减的近场波。因此, 突变截面两侧速度场具有如下形式

$$\left. \begin{aligned} v_{y1} &= v(e^{-jk_1 x} + r e^{jk_1 x} + r_j e^{k_1 x}), x < 0 \\ v_{y2} &= v(t e^{-jk_2 x} + t_j e^{-k_2 x}), x > 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

其中, r 和 r_j 分别是弯曲波反射系数和近场波反射系数, t 和 t_j 分别为弯曲波透射系数和近场波透射系数, k_2 是板2中的弯曲波波数。

图1给出了截面变化处弯曲波各参量变化情况。在突变截面处, 左右两侧横向速度 v 、和角速度 ω 应连续, 力 F 、弯矩 M 满足平衡条件, 即边界条件为

$$\left. \begin{aligned} v_{y1} &= v_{y2}, \quad \omega_{z1} = \omega_{z2} \\ F_{y1} &= F_{y2}, \quad M_{z1} = M_{z2} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

根据结构力学知识, 速度、角速度与力及弯矩存

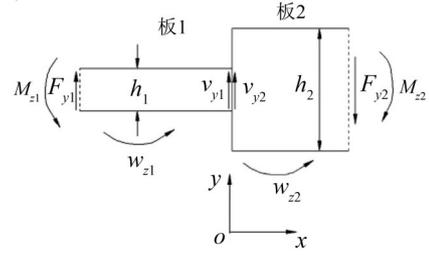


图1 不同截面线形连接板弯曲波参量图

在以下关系

$$\left. \begin{aligned} \omega_z &= \frac{\partial v_y}{\partial x} \\ M_z &= -\frac{B}{j\omega} \frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} \\ F_y &= \frac{B}{j\omega} \frac{\partial^3 v_y}{\partial x^3} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中 B 为平板的弯曲刚度, $B = EI(1 - \mu^2)$, E 为弹性模量, μ 为泊松比。

将式(3)和式(5)代入式(4)中, 得到四个独立的关于 r, r_j, t 和 t_j 的方程组

$$Ax = b \quad (6)$$

引入无量纲因子 χ 和 ψ ^[10]

$$\chi = \frac{\lambda_1}{\lambda_2}, \quad \psi = \frac{\sqrt{m_2 B_1}}{\sqrt{m_1 B_2}}$$

其中 χ 表示两板中弯曲波波长之比, ψ 表示弯曲波力阻抗与弯矩阻抗几何平均之比。

求解式(4)可得弯曲波透射系数

$$t = \left[\frac{2\sqrt{\chi\psi}(1+\chi)(1+\psi)}{\chi(1+\psi)^2 + 2\psi(1+\chi^2)} \right]^2 \quad (7)$$

为揭示截面变化率对隔振的影响, 引入截面厚度比 $\sigma = h_2/h_1$ 。假定变截面两边的材料相同, 对于板状结构来说, $\chi = \sigma^{-1/2}$ 、 $\psi = \sigma^2$ 。可进一步求得

$$t = \left[\frac{\sigma^{-5/4} + \sigma^{-3/4} + \sigma^{3/4} + \sigma^{5/4}}{\sigma^{-2/2} + \sigma^{-1/2} + 1 + \sigma^{1/2} + \sigma^{2/2}} \right]^2 \quad (8)$$

工程应用中一般更关心振动能量的传递, 通常采用隔声量 R 表示

$$R = 10 \log\left(\frac{1}{t}\right) \quad (9)$$

图2给出了不同截面线形连接板隔声量随厚度比变化曲线。从图中可以看出, 当厚度比 $h_2/h_1 = 1$ 时, 隔声量变为零, 此时为等截面; 当 $h_2/h_1 > 1$ 时, 隔声量随厚度比的增大而增大。可见, 如果在舱壁根部用大截面支撑贴板相连, 可有效阻抑振动波沿舱壁的传递。

2 舱壁振动控制与数值仿真分析

2.1 舱壁受激振动对舱段振声性能的影响

为研究舱壁受激振动对舱段声振性能的影响,

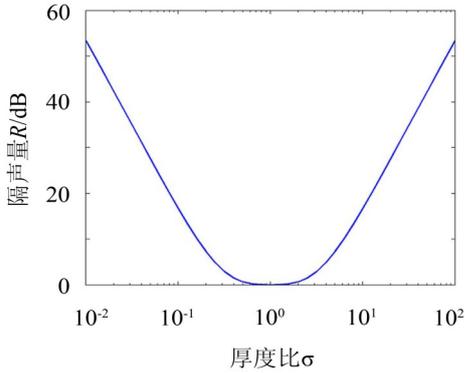


图2 线形连接板随厚度比变化曲线

采用中间带舱壁的两舱段模型,如图3所示。环肋圆柱壳单舱段模型参数如下:圆柱壳长 $L=6.4\text{ m}$,半径 $R=2.7\text{ m}$,壳体厚 $h=0.02\text{ m}$,T型环肋间距 $l_1=0.8\text{ m}$,截面积 $A=0.00744\text{ m}^2$,惯性矩 $I=4.5\times 10^{-6}\text{ m}^4$ 。壳体、环肋、舱壁采用相同的钢材,密度 $\rho=7800\text{ kg/m}^3$,弹性模量 $E=2.1\times 10^{11}\text{ Pa}$,泊松比 $\mu=0.3$ 。假设壳体在 $(L/2,0)$ 处受单位简谐作用力,激励频率为 $10\text{ Hz}\sim 500\text{ Hz}$ 。浸没流体密度 $\rho_w=1.0\times 10^3\text{ kg/m}^3$,声速 $c=1500\text{ m/s}$ 。振动速度和辐射声功率参考值为 $v_0=1.0\times 10^{-9}\text{ m/s}$,

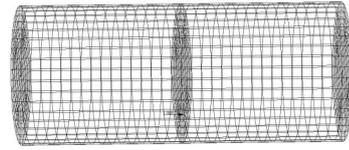
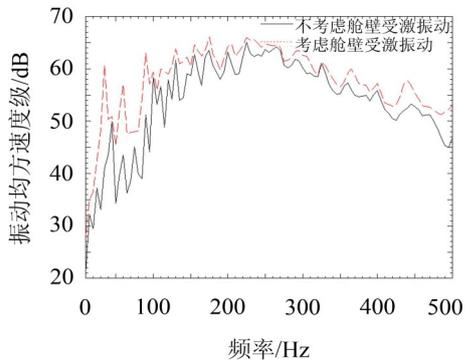


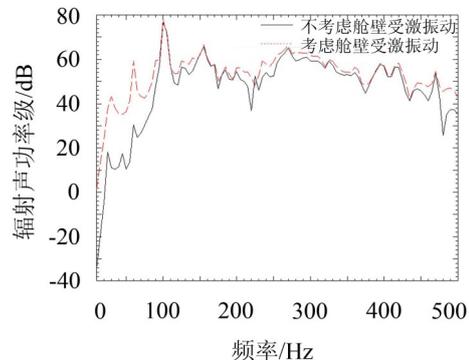
图3 舱段计算模型

$$W_0 = 1.0 \times 10^{-12}\text{ W}$$

从实际潜艇结构来看,中间舱壁一般多与动力设备平台相连,舱壁会因动力设备激励受到垂直于壁面周期性激励力作用。为研究方便,设舱壁受单位简谐作用力,激励频率 $10\text{ Hz}\sim 500\text{ Hz}$ 。图4给出了考虑舱壁受激振动与不考虑舱壁受激振动两种情况下舱段振动与声辐射。从图中可以看出,考虑舱壁受激振动时,舱段均方速度级明显高于不考虑舱壁振动工况,在计算频段范围平均增大约 3.9 dB ;辐射声功率在 $10\text{ Hz}\sim 100\text{ Hz}$ 范围内显著提高,平均增幅约为 20 dB ,主要是由舱壁板的低阶振动引起的。随着频率的升高,考虑舱壁受激振动的舱段辐射声功率基本上也要高于不考虑舱壁振动工况,平均增大约 2.5 dB 。这说明舱壁振动对舱段振动均方速度影响较大,在低频时对辐射声功率的影响高于中高频,总体上也使得辐射声功率增大。



(a) 振动均方速度级



(b) 辐射声功率级

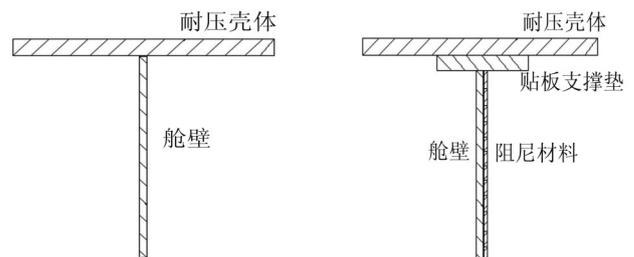
图4 舱段结构振声性能对比

2.2 舱壁振动控制前后舱段结构振声性能分析

根据第一节中振动控制理论,为减小舱壁受激振动响应和振动对壳体的传递,对普通舱壁进行改进设计。主要措施是:在舱壁上敷设阻尼材料,通过增加结构阻尼以减小结构振动;另一方面,在舱壁与壳体连接部位安装贴板支撑质量垫,减弱舱壁与壳体的耦合,以减小舱壁振动波向壳体的传递,如图5所示。

图6给出了改进设计前后舱段振动均方速度级和辐射声功率级。从图中可以看出,改进结构后舱段振动均方速度大幅降低,而且随着频率的升高,降低幅度也增大,平均下降量约 21.7 dB ;辐射声功率峰值较原结构明显减小,但是在较低频段降噪效果

有的较原结构还要大,随着频率的升高,质量垫的作用开始体现,辐射声功率较原结构降低,平均降低量约为 13.6 dB 。可见,采用贴板支撑垫和舱壁敷设阻尼材料改进措施后,能够有效减小舱壁振动对圆柱



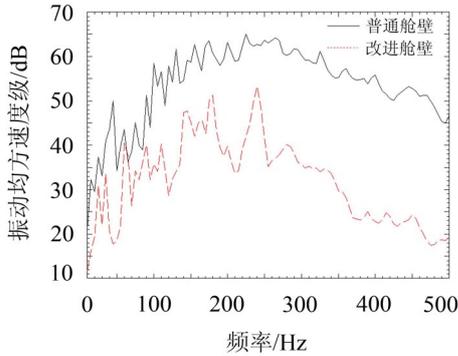
(a) 普通舱壁连接 (b) 改进舱壁连接

图5 舱壁结构

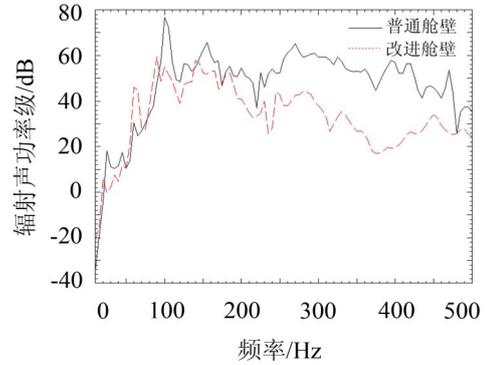
壳的影响,改善结构的振声性能。

提取舱壁与壳体连接根部某点、壳体表面某点振动加速度,以舱壁激振点位置为基准,用振级落差评估改进措施对舱壁振动传递阻抑效果。图7所示为舱壁改进前后两个选取点加速度振级落差对比。从图中可以看出,在低频段,舱壁加速度振级落差峰

值交错,120 Hz以后随着频率的增大,改进舱壁振级落差较原舱壁要大,在考查频段内振级落差平均增大10.6 dB;壳体表面节点振级落差明显提高,振级落差平均增大22 dB。这说明改进舱壁后有效降低了结构声沿舱壁向邻近舱的传递,具有较好的隔振效果。

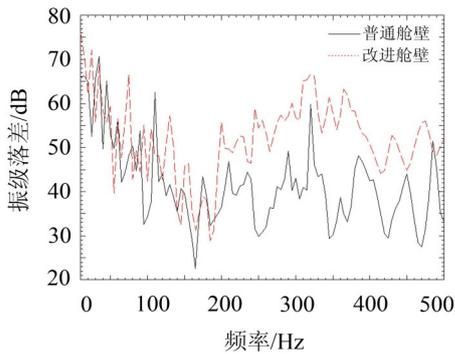


(a) 振动均方速度级

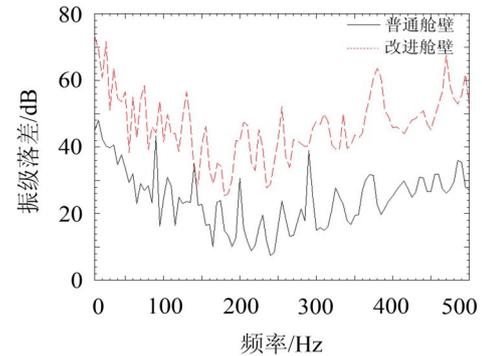


(b) 辐射声功率级

图6 舱壁改进前后舱段结构振声性能对比



(a) 舱壁根部某点



(b) 壳体表面某点

图7 加速度振级落差对比

3 结语

本文基于阻尼减振理论和阻抗失配原理对舱壁进行了减振隔振设计,用数值方法计算了舱壁振动控制前后舱段结构声振性能,分析表明:舱壁受激振动对舱段振声性能有较大的影响;采用贴板支撑垫和舱壁敷设阻尼材料改进措施后,不仅有效降低了舱段振动和声辐射,改善了舱段的振声性能;而且显著降低了结构声沿舱壁向壳体结构的传递,具有较好的隔振效果。研究结果可为潜艇结构声学设计提供参考。

参考文献:

- [1] 刘勇, 蒋培林, 张政. 潜艇舱壁加强环结构形式研究[J]. 舰船科学技术, 2008, 30(3): 69-71.
- [2] 刘文玺, 张纬康, 周其斗. 结构参数改变对舱壁结构振动影响的研究[J]. 海军工程大学学报, 2012, 24(5): 75-81.
- [3] 严谨, 张娟. 环肋和舱壁结构对水下圆柱壳输入功率流的影响[J]. 中国舰船研究, 2007, 2(3): 22-25.

- [4] 陈清坤, 陈美霞, 和卫平, 等. 舱壁与压载对流场中有限长圆柱壳声辐射影响[J]. 舰船科学技术, 2010, 32(11): 21-25.
- [5] 殷学文, 丁旭杰, 华宏星, 等. 具有浮筏的有限圆柱壳体的尺度对其振动和声辐射的影响[J]. 振动与冲击, 2009, 28(4): 47-50.
- [6] 王祖华, 周海波, 计方. 典型舰船舱壁结构隔振优化设计[J]. 船舶, 2011, 1: 26-33.
- [7] 徐张明, 汪玉, 华宏星, 等. 双层壳体的船舶动力舱振动与声辐射的有限元结合边界元数值计算[J]. 中国造船, 2002, 43(4): 39-44.
- [8] 姚熊亮, 杨娜娜, 陶景桥. 双层壳体水下振动和声辐射的仿真分析[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2004, 25(2): 136-140.
- [9] 朱石坚, 何琳. 船舶机械振动控制[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006: 103-105.
- [10] Cremer L, Heckl M, Ungar E E. Structure-borne sound [M]. Second edition, Berlin: Springer-Verlag, 1988.