

基于插入损失的鱼雷动力舱段振动 传递评估方法

曹 浩, 王志杰, 赵昌利

(中国船舶重工集团公司第七〇五研究所, 陕西 西安 710077)

摘 要 振动性能是评估鱼雷动力系统优劣的重要指标。将鱼雷动力舱段抽象为由振源、传递路径、响应点构成的集中参数动力学模型, 在频域内对动力学方程推导, 得到了系统的稳态响应幅值表达式。结合电气系统的插入损失概念, 提出了适用于评估鱼雷动力舱段隔振元件效果的速度插入损失指标。结合工程问题给出了算例, 表明在设计初期可以清晰地规划动力舱段的隔振结构的性能参数。

关键词 鱼雷动力舱段; 插入损失; 振动传递; 隔振结构

中图分类号 TJ630.1: TB71.2 **文献标识码** A

Evaluation Method for Vibration Transmission of Torpedo Power Cabin Based on Insertion Loss

CAO Hao, WANG Zhijie, ZHAO Changli

(No. 705 R&D Institute, CSIC, Xi'an 710077, China)

Abstract Vibration performance is an important indicator to evaluate the torpedo power system. The torpedo power cabin is abstracted as a lumped parameter dynamic model composed of vibration source, transfer path and response point. The dynamic equation is derived in the frequency domain and the amplitude expression of the steady-state response is obtained. Combined with the concept of insertion loss in electrical system, the velocity insertion loss indicator for evaluating the effect of isolation component in torpedo power cabin is proposed. The velocity insertion loss evaluation formula of different vibration transfer paths is given by means of vibration path isolating. Combined with the engineering problem, a numerical example is given, which shows that the performance parameters of the power cabin isolation structure can be clearly planned at the beginning of the design.

Key words torpedo power cabin; insertion loss; vibration transmission; isolation structure

0 引言

鱼雷航行时产生的噪声是暴露攻击潜艇和鱼雷方位的实质因素。动力装置的机械、流体振动是鱼雷自噪声和辐射噪声的主要来源, 强烈的振动和噪声直接影响到鱼雷武器的隐身性、攻击效能、安全性和可靠性^[1-5]。

振动性能是评价鱼雷动力系统优劣的主要方面之一。振动控制问题总体来说应该从 3 个方面入手: 振源识别、传递路径分析及采取振动隔离措施。准确的辨识传递路径并获得不同传递路径的振动贡献量, 是采取隔振措施的前提^[6-12]。

对于动力舱段, 其结构复杂、激励来源丰富, 且每种激励都会通过多重或者多维的传递路径, 将

振动传递到壳体上。发动机和海水泵是鱼雷动力舱段的主要振动源,为了降低振动源向鱼雷壳体振动传递,工程上通常使用柔性海水管、隔振器等隔振结构阻尼振动能量的传递。

文献[13]用四端参数法建立了鱼雷动力装置振动传递数学模型,探讨了整圈式隔振器的几何结构、橡胶硬度和阻尼等参数对隔振特性的影响。但在动力舱段设计初期,发动机、海水泵、壳体的具体结构尚未形成,无法应用有限元方法预估动力舱段的动力学特性;目前未形成简单有效的、可用于评估隔振结构效果的计算方法。如何设计隔振结构的动力学参数和评估它们在动力舱段内的隔振效果是当前的难题。

本文将鱼雷动力舱段抽象称为由发动机和海水泵、隔振器及壳体 3 个子系统组成的模型,建立了由振源、传递路径、响应点构成的集中参数动力学模型,在频域内对动力学方程推导,得到了系统的稳态响应幅值表达式。结合电气系统的插入损失概念,提出了适用于评估鱼雷动力舱段隔振元件效果的速度插入损失指标。应用振动路径隔离的方法,给出了不同振动传递路径的速度插入损失评估公式。结合工程问题给出了算例,表明在设计初期可以清晰地规划动力舱段的隔振结构的性能参数。

1 基于插入损失的评估方法

鱼雷舱段通常为筒形结构,由于受到结构空间的限制,通常使用整圈式隔振器与隔振垫和柔性海水管组合的方式将动力装置悬置在壳体上,可以高效地抑制振动向壳体的传递。这种隔振方式称为整机隔振,工程应用表明设计合理的整机隔振结构对振动的隔离效果显著。开展整机隔振结构参数设计时,通常将动力舱段简化为图 1 所示的结构。

从结构上分析,在动力舱段壳体与动力装置之间存在隔振器与海水管 2 种形式的连接,其中隔振器又分为前端隔振器与后端隔振器。故在动力装置(振动源)与动力舱段壳体(被动端)之间共存在 3 条传递路径:前端隔振器、后端隔振器和海水管。

1.1 动力学模型

对图 1 所示模型进行抽象构建了图 2 所示振动传递路径数学模型。从图 2 所示振动模型共有 3

条振动传递路径,分别与前隔振器、后隔振器和海水管对应。

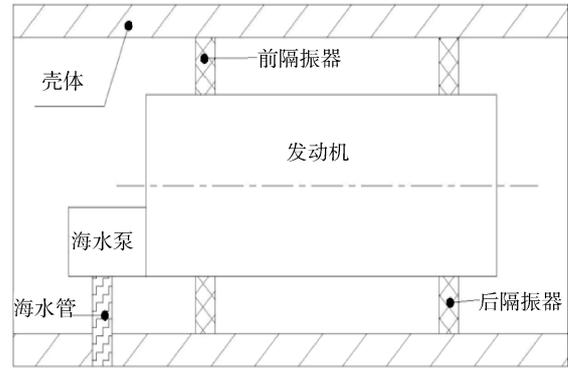


图 1 典型鱼雷动力舱段整机隔振模型
Fig. 1 Typical torpedo power cabin's vibration isolation model

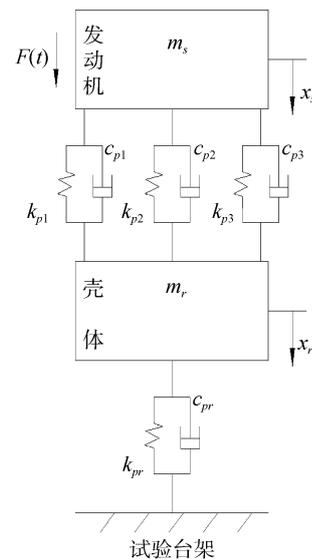


图 2 动力舱段集中参数模型
Fig. 2 Lumped parameter model of power cabin

该模型为典型的振动源-振动路径-被动端的振动传递路径模型。其中振动传递路径用连接结构的刚度、阻尼 2 种物理参数表征。该模型只考虑发动机的单激励,忽略了其它辅机产生的激励力,且振源仅在垂直方向产生激励。其振动微分方程为

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \quad (1)$$

式中: M 、 C 、 K 分别为质量矩阵、阻尼系数矩阵

和刚度矩阵; $F(t)$ 为激励源产生的激振力; $x(t)$ 为振动系统的振动位移矢量。按照图 2 的结构, 细化式 (1) 的质量、刚度、阻尼、位移等参数得到系数矩阵 (2)。

$$\begin{aligned} \mathbf{M} &= \begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_r \end{bmatrix} \\ \mathbf{C} &= \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} \\ \mathbf{K} &= \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \\ \mathbf{x} &= \begin{cases} x_s(t) \\ x_r(t) \end{cases} \\ \mathbf{F}(t) &= \begin{bmatrix} F_0 \sin(\omega t) \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2)$$

式 (2) 中:

$$\begin{aligned} c_{11} &= c_{p1} + c_{p2} + c_{p3} \\ c_{12} &= -c_{p1} - c_{p2} - c_{p3} \\ c_{21} &= -c_{p1} - c_{p2} - c_{p3} \\ c_{22} &= c_r + c_{p1} + c_{p2} + c_{p3} \\ k_{11} &= k_{p1} + k_{p2} + k_{p3} \\ k_{12} &= -k_{p1} - k_{p2} - k_{p3} \\ k_{21} &= -k_{p1} - k_{p2} - k_{p3} \\ k_{22} &= k_r + k_{p1} + k_{p2} + k_{p3} \end{aligned}$$

上述公式中: $x_s(t)$ 为发动机在激励力作用下产生的位移; $x_r(t)$ 为壳体产生的位移; k_{p1} 、 c_{p1} 为海水管的刚度及阻尼系数; k_{p2} 、 c_{p2} 为前隔振器的刚度及阻尼系数; k_{p3} 、 c_{p3} 为后隔振器的刚度及阻尼系数。

为分析动力舱段频域内响应, 用 $F(t) = Fe^{i\omega t}$ 来表示激励力。频域内方程 (1) 的动刚度系数矩阵为

$$\mathbf{Z}(\omega) = (-\omega^2 \mathbf{M} + i\omega \mathbf{C} + \mathbf{K}) \quad (3)$$

动刚度系数矩阵为方阵, 经推导其行列式 $\det[\mathbf{Z}(\omega)]$ 实部、虚部分别写为

$$\begin{aligned} \operatorname{Re}\{\det[\mathbf{Z}(\omega)]\} &= \omega^4 m_s m_r - \\ &\omega^2 (m_s k_{22} + c_{11} c_{22} + k_{11} m_r - c_{12} c_{21}) + \\ &k_{11} k_{22} + k_{12} k_{21} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\operatorname{Im} g\{\det[\mathbf{Z}(\omega)]\} = -\omega^3 (m_s c_{22} + m_r c_{11}) + \omega (c_{11} k_{22} + k_{11} c_{22} - 2c_{21} k_{22}) \quad (5)$$

进一步推导, 得到振动系统在频域内的位移响应为

$$X_s(\omega) e^{-i\phi_s} = \frac{[-\omega^2 m_r + i\omega c_{22} + k_{22}] F_0}{\det[\mathbf{Z}(\omega)]} \quad (6)$$

$$X_r(\omega) e^{-i\phi_r} = \frac{[-i\omega c_{21} - k_{12}] F_0}{\det[\mathbf{Z}(\omega)]} \quad (7)$$

稳态下的响应幅值为

$$\begin{aligned} X_s &= |X_s(\omega) e^{-i\phi_s}| = \\ &F_0 \sqrt{\frac{[-\omega^2 m_r + i\omega c_{22} + k_{22}]^2}{\{\operatorname{Re}\{\det[\mathbf{Z}(\omega)]\}\}^2 + \{\operatorname{Im} g\{\det[\mathbf{Z}(\omega)]\}\}^2}} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} X_r &= |X_r(\omega) e^{-i\phi_r}| = \\ &F_0 \sqrt{\frac{[-i\omega c_{21} - k_{12}]^2}{\{\operatorname{Re}\{\det[\mathbf{Z}(\omega)]\}\}^2 + \{\operatorname{Im} g\{\det[\mathbf{Z}(\omega)]\}\}^2}} \end{aligned} \quad (9)$$

1.2 隔振效果评估

在电气系统中, 插入损失 (Insertion Loss) 定义为当某元件连入到系统时传到负载的功率与该元件未连入到系统前传到负载的功率比, 单位是 dB。将插入损失概念引入到机械隔振系统后, 插入损失定义为采取隔振措施前后基础响应的有效值之比的常用对数的 20 倍。

根据所选的基础响应的不同, 相应的可分为位移插入损失、速度插入损失、速度损失和加速度损失。速度插入损失的计算公式为

$$IL_v(\omega) = 20 \log \left| \frac{\dot{x}_i}{\dot{x}} \right| \quad (10)$$

式中: \dot{x}_i 为分离第 i 条传递路径增加隔振结构后系统接被动端的速度响应; \dot{x} 为系统在未设置隔振结构时被动端的速度响应。

以动力舱段作为研究对象, 采用分离路径法对动力舱段振动系统进行分析, 以评估不同振动传递路径对动力舱段壳体振动的影响。即作海水管与动

力舱段壳体的连接断开的假设, 仅保留前隔振器、后隔振器与动力舱段壳体的连接。此时振动系统的各系数矩阵分别为

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_1 &= \begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_r \end{bmatrix} \\ \mathbf{C}_1 &= \begin{bmatrix} c_{11}^1 & c_{12}^1 \\ c_{21}^1 & c_{22}^1 \end{bmatrix} \\ \mathbf{K}_1 &= \begin{bmatrix} k_{11}^1 & k_{12}^1 \\ k_{21}^1 & k_{22}^1 \end{bmatrix} \\ \mathbf{x}_1 &= \begin{Bmatrix} x_{s1} \\ x_{r1} \end{Bmatrix} \\ \mathbf{F}_1(t) &= \begin{bmatrix} F_0 e^{i\omega t} \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (11)$$

根据假设, 海水管与壳体的连接断开, 故式中:

$$\begin{aligned} c_{11}^1 &= c_{p2} + c_{p3} \\ c_{12}^1 &= -c_{p2} - c_{p3} \\ c_{21}^1 &= -c_{p2} - c_{p3} \\ c_{22}^1 &= c_r + c_{p2} + c_{p3} \\ k_{11}^1 &= k_{p2} + k_{p3} \\ k_{12}^1 &= -k_{p2} - k_{p3} \\ k_{21}^1 &= -k_{p2} - k_{p3} \\ k_{22}^1 &= k_r + k_{p2} + k_{p3} \end{aligned}$$

将式(11)参数应用到公式(8)、公式(9)得到系统的稳态响应, 将稳态响应值应用到公式(10), 得到断开海水管情况下的速度插入损失:

$$\begin{aligned} IL_{v1} &= 20 \log \left| \frac{\dot{x}_{r1}(t)}{\dot{x}_r(t)} \right| = \\ &= 20 \log \left| \frac{X_{r1} e^{-i\varphi_{r1}}}{X_r e^{-i\varphi_r}} \right| = \\ &= 10 \log \left\{ \frac{\frac{(k_{p2} + k_{p3})^2 + \omega^2 (c_{p2} + c_{p3})^2}{(k_{p1} + k_{p2} + k_{p3})^2 + \omega^2 (c_{p1} + c_{p2} + c_{p3})^2} + \left(\operatorname{Re} \{ \det [Z(\omega)] \} \right)^2 + \left(\operatorname{Im} g \{ \det [Z(\omega)] \} \right)^2}{\left(\operatorname{Re} \{ \det [Z_1(\omega)] \} \right)^2 + \left(\operatorname{Im} g \{ \det [Z_1(\omega)] \} \right)^2} \right\} \end{aligned} \quad (12)$$

用相同的办法, 即将振动系统的前隔振器、后隔振器对应的振动传递路径分别断开后, 系统的速度响应的插入损失分别为

$$IL_{v2} = 10 \log \left\{ \frac{\frac{(k_{p1} + k_{p3})^2 + \omega^2 (c_{p1} + c_{p3})^2}{(k_{p1} + k_{p2} + k_{p3})^2 + \omega^2 (c_{p1} + c_{p2} + c_{p3})^2} + \left(\operatorname{Re} \{ \det [Z(\omega)] \} \right)^2 + \left(\operatorname{Im} g \{ \det [Z(\omega)] \} \right)^2}{\left(\operatorname{Re} \{ \det [Z_2(\omega)] \} \right)^2 + \left(\operatorname{Im} g \{ \det [Z_2(\omega)] \} \right)^2} \right\} \quad (13)$$

$$IL_{v3} = 10 \log \left\{ \frac{\frac{(k_{p1} + k_{p2})^2 + \omega^2 (c_{p1} + c_{p2})^2}{(k_{p1} + k_{p2} + k_{p3})^2 + \omega^2 (c_{p1} + c_{p2} + c_{p3})^2} + \left(\operatorname{Re} \{ \det [Z(\omega)] \} \right)^2 + \left(\operatorname{Im} g \{ \det [Z(\omega)] \} \right)^2}{\left(\operatorname{Re} \{ \det [Z_3(\omega)] \} \right)^2 + \left(\operatorname{Im} g \{ \det [Z_3(\omega)] \} \right)^2} \right\} \quad (14)$$

2 数值算例

假设存在如图 1 所示鱼雷动力舱段, 发动机加上海水泵的总质量 $m_s = 50 \text{ kg}$, 动力舱段壳体质量 $m_r = 12 \text{ kg}$, 动力舱段与试验台或者其它段连接阻尼为 $c_r = 1 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, 连接刚度为 $k_r = 1.8 \times 10^6 \text{ N/m}$ 。其它参数见表 1。

表 1 参数列表
Table 1 Parameters list

名称	刚度 / (10^6 N/m)	阻尼 / ($\text{N} \cdot \text{s/m}$)
海水管	2.1	0.5
前隔振器	4.0	1.0
后隔振器	3.0	0.5

对于完整模型和分别断开海水管、断开前隔振器和断开后隔振器 4 种状态的动力舱段, 利用模态法^[14]分别计算了 4 种状态动力舱段固有频率。4 种状态动力舱段的固有频率见表 2。

表 2 4 种状态动力舱段的固有频率
Table 2 Natural frequency of power cabins at 4 states
rad/s

固有频率	完整模型	断开路径		
		海水管	前隔振器	后隔振器
一阶频率	160	157	156	153
二阶频率	1 032	921	870	808

自表 2 的数据可知, 4 种状态的动力舱段的一阶固有频率接近, 最大差值不超过 7 rad/s。在二阶固有频率差别较大, 最小差值为 62 rad/s。

在模态域内计算了振动源和被动端之间振动传递函数, 4 种状态动力舱段的振动传递函数见图 3。从图 3 可知, 在固有频率附近, 振动传递率放大非常明显, 对应于各种状态的动力舱段, 均有 2 个振动传递的峰值。

断开不同的传递路径, 对于动力舱段的一阶频率影响较小, 频率基本处于 153 rad/s 和 160 rad/s 之间。断开不同的传递路径, 对于动力舱段的二阶频率影响较大。相比较完整模型, 断开传递路径, 相当于将二阶固有频率进行了降频, 其中以断开后隔振器降低的频率最为明显。断开后隔振器将二阶固有频率降低了 224 rad/s。

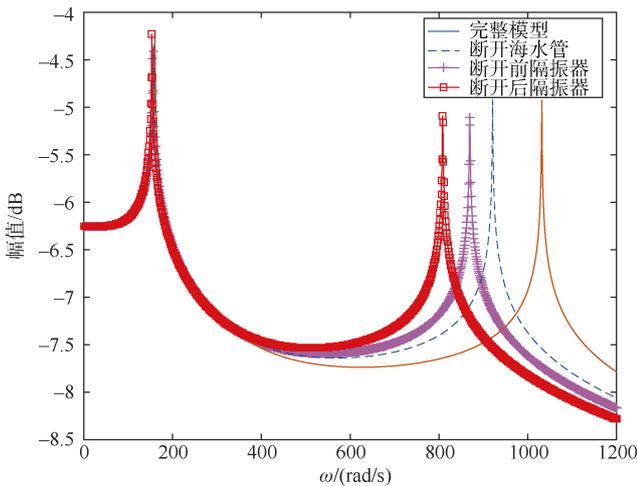


图 3 4 种状态动力舱段振动传递函数
Fig. 3 Vibration transmission function of power cabin at 4 states

前文推导的公式 (12)、公式 (13) 和公式 (14), 分别对应断开 3 条振动传递路径后, 动力舱段相对于完整模型的插入损失计算公式。将动力舱段的质量、刚度和阻尼等参数代入公式, 计算了断开不同传递路径后动力舱段振动能级相对于完整模型的插入损失。所得计算结果数据绘制如图 4 所示。

自图 4 数据知, 分别断开海水管、前隔振器和后隔振器, 对于一阶固有频率附近插入损失既有正值也有负值, 正值大于负值。说明在一阶固有频率处, 3 种断开状态均可取得一定的减振效果, 以海水管断开后, 取得的减振效果最为明显。对于二阶固有频率, 较之完整动力舱段模型, 断开任意振动传递路径都能在较低频率取得隔振效果, 以断开后隔振器取得的隔振效果最为显著。但是在 1 000 rad/s 频率附近, 振动能级明显放大。虽然振动能级放大的量值与振动能级降低的量值相当, 但从图 4 亦可以清晰获知, 3 种振动传递径路结构使得动力舱段系统二阶固有频率附近发生移频。

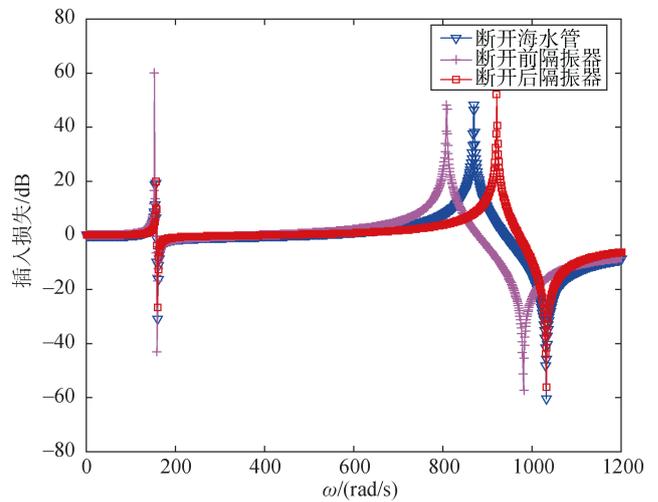


图 4 断开不同传递路径后的插入损失
Fig. 4 Insertion loss after cutting different transmission paths

从上数值算例可知, 在尚未具备建立详细的有限元模型条件之前, 应用上述公式, 结合前后隔振

器或海水管等隔振环节的结构动力学参数,可以快速地给出动力舱段隔振结构的修正方向,对于工程设计具有较强的指导意义。

3 结束语

文章在频域内推导了动力学方程,结合电路系统知识,给出了用于评估隔振效果的速度插入损失公式。将鱼雷动力舱段抽象为 3 个子系统组成的集中参数动力学模型,应用推导的公式可以计算出断开不同传递路径后的振动传递函数和插入损失。结合设计目标,可有效评估隔振器的隔振效果,并据需要,修改隔振器的设计参数。

参考文献

- [1] 查志武. 鱼雷热动力技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
- [2] 尹韶平. 鱼雷减振降噪技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2016.
- [3] 张弛, 张志民. 国外鱼雷声隐身技术现状及发展趋势[J]. 鱼雷技术, 2014, 22(6): 415-419.
- [4] 尹韶平, 刘瑞生. 鱼雷总体技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2013.
- [5] 刘勇. 斜盘式发动机宽频动力学及轴承隔振研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2013: 1-2.
- [6] 莫愁. 传递路径分析方法理论研究及其汽车降噪实践[D]. 广州: 华南理工大学, 2015.
- [7] 宋海生. 基于扩展 OPAX 传递路径方法的轻型客车振动控制研究[D]. 长春: 吉林大学, 2012.
- [8] 徐猛. 基于传递路径分析方法的车内低频结构噪声识别与控制[D]. 天津: 天津大学, 2014.
- [9] 郭荣. 频域传递路径分析方法的研究进展[J]. 振动与冲击, 2013, 32(13): 49-55.
- [10] KLERK D, RIXEN D J. Component transfer path analysis method with compensation for test bench dynamics[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 24: 1693-1710.
- [11] VERHEIJ. Measuring sound transfer through resilient mountings for separate excitation with orthogonal translations and rotations[C]// Inter-Noise and Noise Congress and conference Proceedings. Washington: Institute of Noise Control Engineering, 1980.
- [12] VERHEIJ. Multi-path sound transfer from resiliently mounted shipboard machinery: experimental methods for analyzing and improving noise control[D]. Netherlands: Delft University of Technology, 1982.
- [13] 高爱军. 基于四端参数分析法的鱼雷动力隔振技术研究[J]. 鱼雷技术, 2007, 15(1): 29-32.
- [14] 李德葆. 工程振动试验分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.

(责任编辑: 张曼莉)