

船舶推进轴系弯振动力吸振器的设计参数研究

杨志荣^{1,2}, 荣 辉¹, 饶柱石², 于洪亮¹

(1. 集美大学轮机工程学院, 福建省船舶与海洋工程重点实验室, 福建 厦门 361021;

2. 上海交通大学机械系统与振动国家重点实验室, 上海 200240)

[摘要] 为了减小船舶轴系弯曲振动所引起的轴系疲劳破坏, 提出一种并联安装在推进轴系上的动力吸振器。首先采取解析方法对轴系弯振的固有频率和模态进行分析, 其次运用模态综合法建立了安装动力吸振器的船舶轴系的动力学模型, 求解出船舶轴系弯曲振动的运动响应放大系数, 并讨论了设计参数对主振系统的振动影响特性。该研究可为动力吸振器的结构设计提供参考。

[关键词] 船舶; 轴系; 弯曲振动; 动力吸振器; 模态综合法; 振动特性

[中图分类号] U 661.44

Study on Design Parameters of a Dynamic Absorber for Reducing Bending Vibration of Ship Shafting

YANG Zhirong^{1,2}, RONG Hui¹, RAO Zhushi², YU Hongliang¹

(1. School of Marine Engineering, Jimei University, Fujian Provincial Key Laboratory of Naval Architecture and

Ocean Engineering, Xiamen 361021, China; 2. State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration,

Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: To reduce the fatigue failure of ship shafting caused by the bending vibration, the design of a dynamic absorber connected to ship shafting in parallel is introduced in this paper. Firstly, the natural frequencies and modal shapes of the propeller shaft were calculated by using analytic method. Secondly, the ship shafting-dynamic absorber mechanical system was set up by using the modal interception and synthesis method. Finally, the motion response coefficient of the master vibration system was provided and the parameter influenced characteristics of dynamic absorber were discussed. The results give as reference to design a dynamic absorber for reducing the bending vibration of ship shafting.

Keywords: ship; shaft; bending vibration; dynamic vibration absorber; modal synthesis method; vibration performance

0 引言

船舶推进轴系是船舶动力装置的核心部件, 也是船舶重要的关键设备, 决定了脉动激励力从螺旋桨到船体结构的振动传递特性, 因此, 也直接影响到船舶的安全营运。轴系弯曲振动是一种常见的船舶轴系振动形式, 它是由于轴系受到螺旋桨的轴承力激励而产生的轴系振动, 弯曲振动会引起轴系疲

[收稿日期] 2016-11-02

[修回日期] 2017-02-21

[基金项目] 福建省自然科学基金青年创新项目(2016J05130); 福建省教育厅科技项目(JA15272); 集美大学李尚大基金项目

[作者简介] 杨志荣(1981—), 男, 讲师, 博士, 从事船舶动力学研究。

劳破坏，必须加于消减。在减小推进轴系振动的一系列措施中，安装动力吸振器是减小轴系弯曲振动的有效方法之一。动力吸振器一般由动质量、弹簧、阻尼等元件组成。在船舶轴系上安装动力吸振器，从而与轴系系统构成主从关系，在预期的频带范围内通过吸振器自身的振动来实现主系统振动能量的转移，从而减小船舶轴系的弯曲振动。根据动力吸振器的工作原理可分为被动式、主动式和半主动式，其中被动式动力吸振器结构简单，能有效减小主振系统振动，被广泛应用于船舶轴系的振动控制技术上。Goodwin^[1]针对船舶推进轴系的纵向振动问题，首次提出利用共振转换器的减振措施，取得了良好效果。Dylejko^[2]研究了安装共振转换器后系统的噪声和纵振控制效果。此后，Merz^[3-5]也对相关的问题进行了研究。Jacquot^[6]采用动力放大系数公式来设计减小梁振动的动力吸振器，模型中将连续梁简化为无阻尼的单自由度系统。Manikanahally 等^[7]研究了承受集中载荷的连续梁的动力吸振器设计问题。Jorkama 等^[8]采用动力吸振器来消减有阻尼匀质轴系的弯曲振动。船舶推进轴系类似一端带有集中质量的均匀连续梁的弯曲振动控制问题，因此可将梁的弯曲振动的动力吸振问题的研究方法运用到船舶轴系弯振动力吸振器的优化设计方法中，以期获得较好的控制效果。

本文针对船舶轴系－螺旋桨的结构特点，将船舶轴系简化为一端带有质量块的悬臂梁的模型，采用解析的方法分析系统的固有频率和振型，进一步运用模态综合法建立安装动力吸振器的船舶轴系的动力学模型，讨论了吸振器的不同参数变化对主振系统的弯曲振动的影响。

1 建立推进轴系－动力吸振器混合动力学模型

如图 1 所示，船舶轴系的组成部件主要有桨、推进轴、法兰、推力轴承、基座等，其中：推力轴承的质量为 m_b ；刚度为 k_b ；阻尼为 c_b ；动力吸振器的质量为 m_a ；刚度为 k_a ；阻尼为 c_a 。假设动力吸振器安装在推进轴的 a 点上，为了研究的方便，把螺旋桨的质量简化为集中质量 M ，把推进轴系等效为分布质量的均质轴。主振系统简化为一端带集中质量的悬臂梁情形，如图 2 所示，其中 F_0 为外激励力。

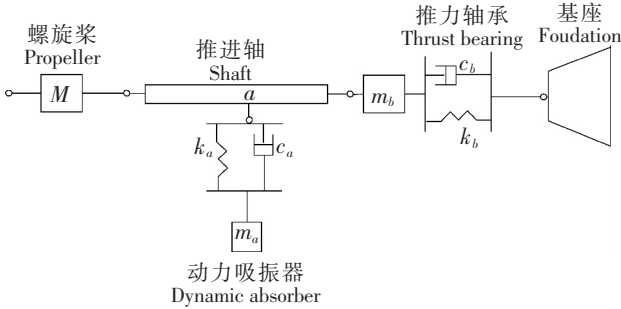


图 1 动力吸振器在船舶推进轴系上的安装

Fig.1 The installation of dynamic absorber on ship shafting

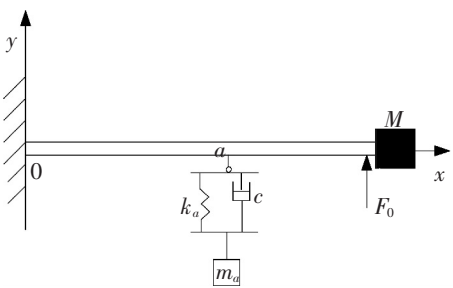


图 2 推进轴系－动力吸振器的简化模型

Fig.2 The simplified model of ship shafting with dynamic absorber

悬臂梁的弯曲振动响应特征解为：

$$y(x,t) = \sum_i y_i(x,t) = \sum_i Y_i(x) Q_i(t), (i = 1,2,3\cdots).$$
 (1)

其中： $Y_i(x) = c_1 \sin(\beta_i x) + c_2 \cos(\beta_i x) + c_3 \text{sh}(\beta_i x) + c_4 \text{ch}(\beta_i x)$ 是各阶振型函数，由边界条件确定； $Q_i(t) = A_i \sin(\omega_i t) + B_i \cos(\omega_i t)$ 是与时间有关的函数，可由运动的初始条件确定。式中， i 为各阶数； $A_i, B_i, c_1, c_2, c_3, c_4$ 均为常量； ω_i 为各阶振动的固有频率； β_i 为 $\sqrt[4]{\rho A \omega_i^2 / (EI)}$ 。

根据悬臂梁的边界条件 $x = 0$ 处为固支， $y(0) = 0$ ，则

$$dY(0)/dx = 0.$$
 (2)

$x = l$ 处的附加质量端为：

$$\begin{cases} d^2 Y(l)/dx^2 = 0, \\ EI d^3 Y(l)/dx^3 = -M \omega^2 Y(l). \end{cases}$$
 (3)

将式 (1) 代入式 (2)、式 (3), 求解可得频率方程为:

$$\alpha \beta l = (1 + \operatorname{ch}(\beta l) \cos(\beta l)) / (\operatorname{ch}(\beta l) \sin(\beta l) - \operatorname{sh}(\beta l) \cos(\beta l))。 \tag{4}$$

式中: $\alpha = M/\rho A l$, 为附加质量与轴质量之比, M 为螺旋桨质量; l 为推进轴长度; A 为轴截面积; ρ 为轴材料密度; E 为轴弹性模量。求解出 βl , 进一步可以得到推进轴系弯曲振动各阶固有频率的表达式为:

$$\omega = (\beta l)^2 \sqrt{EI/(\rho A l^4)}。 \tag{5}$$

这里取各计算的参数值: 推进轴的材料为碳钢, 密度 $\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$; 弹性模量 $E = 1.96 \times 10^{11} \text{ Pa}$; 长度 $l = 13.5 \text{ m}$; 外径 $D = 0.29 \text{ m}$; 内径 $d = 0.165 \text{ m}$; 螺旋桨质量 $M = 7760 \text{ kg}$ 。根据式 (4) 的固有频率方程, 采用二分法进行编程求解, 求得的各阶固有频率如表 1 所示。

它的各阶主质量为:

$$m_i = \int_0^l \rho(x) A(x) Y_i^2(x) dx + M Y_i^2(l)。 \tag{6}$$

各阶主刚度为:

$$k_i = \int_0^l EI [Y_i''(x)]^2 dx。 \tag{7}$$

各阶固有频率为:

$$\omega_i = \sqrt{k_i/m_i}。 \tag{8}$$

当激励力的频率与连续梁的某一阶固有频率相接近时, 则主振系统会产生激烈的共振, 表现为该固有频率下的连续梁的模式振型, 因此截取此模式振型为主要振型, 与动力吸振器进行综合求解^[9]。通常情况下船舶轴系的转速为 $150 \sim 200 \text{ r/min}$, 轴频为 $2.5 \sim 3.33 \text{ Hz}$, 桨叶为 7 叶, 则脉动力的激励频率等于轴频乘以叶数, 范围为 $17.5 \sim 23.3 \text{ Hz}$, 主要与轴系的第 3 阶模式振型相关, 因此, 这里截取轴系的第 3 阶模式振型函数与吸振器进行模态综合, 建立运动方程。如图 2 所示, 轴系在螺旋桨 ($x = l$) 处承受频率为 ω , 大小为 $F_0 e^{i\omega t}$ 的简谐作用力。设动力吸振器的振子质量为 m_a , 弹簧刚度为 k_a , 因此, 船舶轴系-吸振器动力学系统的动力势能 T 和弹性势能 U 表达式分别为:

$$T = m_a \dot{y}_a^2/2 + \int_0^l \rho(x) A(x) Y_3^2(x) \dot{Q}_3^2(t) dx/2 + M Y_3^2(l) \dot{Q}_3^2(t)/2; \tag{9}$$

$$U = k_a [Y_3(a) Q_3(t) - y_a(t)]^2/2 + \int_0^l EI(x) (Y_3''(x) Q_3(t))^2 dx/2。 \tag{10}$$

将轴系第 3 阶主质量表达式 (6) 和第 3 阶主刚度表达式 (7) 代入式 (9)、式 (10) 中, 由此可以得出: $T = m_a \dot{y}_a^2/2 + m_3 \dot{Q}_3^2(t)/2$; $U = k_a [Y_3(a) Q_3(t) - y_a(t)]^2/2 + k_3 Q_3^2(t)/2$ 。

利用拉格朗日方程可以推导出整个系统的动力学方程, 进一步整理可以得出:

$$\begin{bmatrix} m_3 & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{Q}_3 \\ \ddot{y}_a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_a Y_3^2(a) & -c_a Y_3(a) \\ -c_a Y_3(a) & c_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{Q}_3 \\ \dot{y}_a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_a Y_3^2(a) + k_3 & -k_a Y_3(a) \\ -k_a Y_3(a) & k_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Q_3 \\ y_a \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon \\ 0 \end{Bmatrix} e^{i\omega t}。 \tag{11}$$

式中: ε 为作用在螺旋桨处的集中力 $\varepsilon e^{i\omega t}$ 的幅值, 大小表示为: $\varepsilon = \int_0^l F_0 \delta(x-l) Y_3(x) dx = F_0 Y_3(l)$ 。

由式 (11) 可知, 对于只考虑第 3 阶主振型的均质弹性轴而言, 它的动力吸振问题就相当于主质量为 m_3 的单自由度主系统受到集中力 $\varepsilon e^{i\omega t}$ 激励时的动力学问题。

采用拉式变换, 经过整理, 由此可以得到广义坐标对激励力的传递函数 $R(\omega)$:

$$R(\omega) = \{((k_a - m_a \omega^2)^2 + (c_a \omega)^2) / [(k_3 - m_3 \omega^2)(k_a - m_a \omega^2) - m_a k_a Y_3^2(a) \omega^2]^2 + (c_a \omega)^2 (k_3 - m_3 \omega^2 - m_a Y_3^2(a) \omega^2)^2\}^{1/2}$$

定义无量纲参数:

$$\omega_3 = k_3/m_3; \omega_a = k_a/m_a; g^2 = \omega^2/\omega_3^2; f^2 = \omega_a^2/\omega_3^2; \mu = m_a/m_3; \xi = c_a/(2m_a \omega_3)。$$

式中: g 表示频率比; f 表示固有频率比; μ 表示质量比; ξ 表示阻尼比。

设广义静变形为 $\delta_{st} = F_0/k_3$, 则主振系统的运动响应系数为:

$$T_m = Y(x, g) / \delta_{st} = Y_3(l) Y_3(x) \{ [(2\xi g)^2 + (g^2 - f^2)^2] / [(2\xi g)^2 (g^2 - 1 + \mu Y_3^2(a) g^2)^2 + [\mu Y_3^2(a) f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2] \}^{1/2}。 \tag{12}$$

为了分析研究的方便, 这里取当第 3 阶弯曲振动振型函数 $|Y_3(x)|$ 等于最大值时, 所在轴上的位置的主振系统运动响应系数记为 T_m 。

2 动力吸振器设计参数影响规律分析

2.1 固有频率比对运动响应系数的影响

动力吸振器安装在轴上弯曲振动幅值最大值处, 当阻尼比 $\xi = 0.1$, 质量比 $\mu = 0.05$, 固有频率比 f 分别为 0.6, 0.8, 1.0, 1.2 时, 主振系统的运动响应系数 $T_m(g)$ 曲线如图 3 所示。由图 3 可知, 在共振吸振频率附近, 这四个固有频率取值中, 不管是小于 1, 还是大于 1, 系统的运动响应系数的波峰都是比较大的, 而且在共振吸振处无减振效果; 当 $f = 1$ 时, 系统的减振效果最好。所以, 可以推知在固有频率比等于 1 的邻近位置存在一个最优的固定频率比, 使得系统在共振处的减振效果最好, 吸振频带最宽。

2.2 质量比对运动响应系数的影响

当动力吸振器安装在轴上弯曲振动幅值最大值处, 阻尼比 $\xi = 0.1$, 固有频率比 $f = 1$, 质量比 μ 分别为 0.01, 0.05, 0.10, 0.20 时, 主振系统的运动响应系数 $T_m(g)$ 曲线如图 4 所示。由图 4 可知, 随着质量比 μ 的增加, 在吸振频率两边的共振峰沿着相反的方向上偏移, 吸振效果越好, 且进一步拓宽了吸振器的吸振频带范围。通常应根据实际情况需要, 取质量比 $\mu = 0.03 \sim 0.05$ 即可, 质量比不宜取得过大。

2.3 阻尼比对运动响应系数的影响

当动力吸振器安装在轴上弯曲振动幅值最大值处, 固有频率比 $f = 1$, 质量比 $\mu = 0.05$, 阻尼比 ξ 分别为 0.01, 0.05, 0.10, 1.00 时, 主振系统的运动响应系数 $T_m(g)$ 曲线如图 5 所示。由图 5 可知, 在阻尼比取值为 0.01 时, 虽然在吸振频率处, 弯曲振动吸振效果非常好, 但在两侧发生较大的峰值变化, 这不利于系统整个吸振频带的吸振效果。而随着阻尼比 ξ 的提高, 虽然吸振频率两边的峰值得到了很好地抑制, 吸振频带也得到增宽, 但是在共振吸振处, 吸振效果变差。因此, 既要控制峰值, 又能提高吸振频带的宽度, 是要以损失在共振频率处的吸振效果为代价的, 在这两者相互抑制的条件下存在着兼顾双方的最优的阻尼比参数。当阻尼比为大阻尼时, 在共振吸振频率处不起吸振的作用, 这就等同于将动力吸振器和推

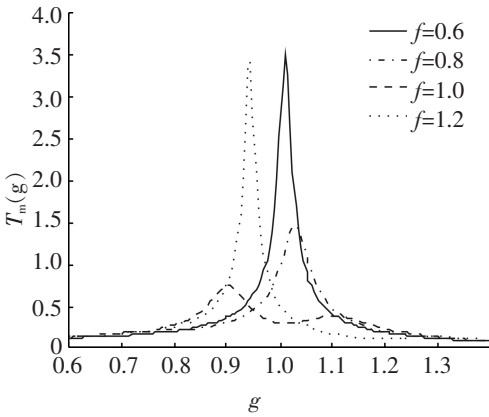


图 3 固有频率比对运动响应系数的影响
Fig.3 The effect of natural frequency ratio on motion response coefficients

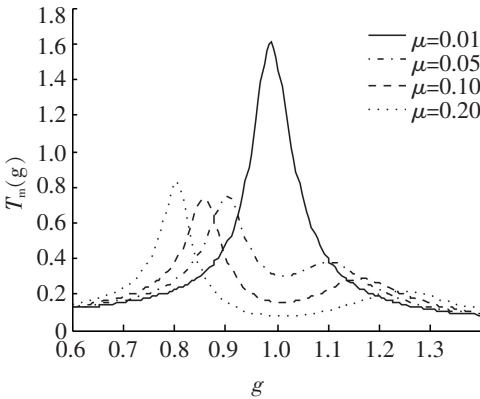


图 4 质量比对运动响应系数的影响
Fig.4 The effect of mass ratio on motion response coefficient

进轴系看成是固定在一起的, 转化为一个单自由度系统的模型。因此, 通常阻尼比 ξ 取值范围为 0.05 ~ 0.10。

3 结论

本文将船舶推进轴系简化成在末端具有集中质量的一根均质弹性连续轴, 根据边界条件, 由此推导出该模型的固有频率的方程, 求解出第 3 阶固有频率的解析值。采用了模态分析的方法, 建立船舶推进轴系 - 动力吸振器的混合动力学的模型, 由此推导推进轴系的运动响应系数, 分析了吸振器的参数对运动响应系数的影响规律, 主要结论如下:

- 1) 当螺旋桨脉动激励力的频率与推进轴系的某一阶固有频率相接近时, 则推进轴系系统会产生激烈的共振, 表现为该固有频率下的推进轴系的模态振型, 因此截取此模态振型进行综合, 都能给出较满意的结果。
- 2) 在其他参数不变的情况下, 随着固有频率比在 $f = 1$ 上下变化时, 运动响应系数也在吸振频率处发生明显变化, 因此在 $f = 1$ 的附近存在着使吸振器的吸振效果达到最优且吸振频带最宽的最优固有频率比。
- 3) 在其他参数不变的情况下, 随着质量比的增大, 系统的减振效果越好, 质量比一般取 $\mu = 0.03 \sim 0.05$ 即可。
- 4) 在其他参数不变的情况下, 随着阻尼比变小, 当激励频率处在系统共振频率时, 吸振效果更好, 但远离共振吸振频率的两侧则会出现较大的峰值, 频带变窄; 大阻尼比时吸振器无吸振效果, 因此, 通常阻尼比 ξ 取 0.05 ~ 0.10 即可。

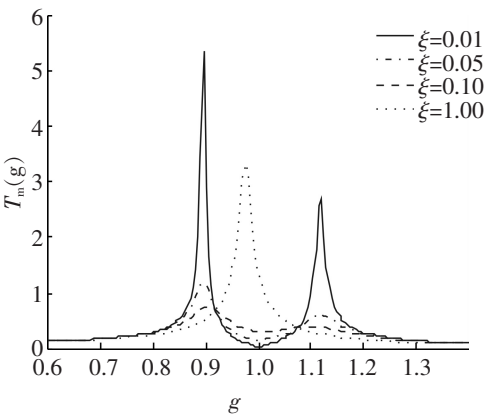


图 5 阻尼比对运动响应系数的影响
Fig.5 The effect of damp ratio on motion response coefficient

[参考文献]

[1] GOODWIN A J H. The design of a resonance changer to overcome excessive axial vibration of propeller shafting [J]. Transactions of the Institute of Marine Engineers 1960, 72: 37-62.

[2] DYLEJKO P G. Optimisation of a resonance changer to minimise the vibration transmission in marine vessels [J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 300(1 - 2): 101-116.

[3] MERZ S, KESSISOGLU N, KINNS R, et al. Optimisation of a submarine's resonance changer using the method of moving asymptotes [C] //Proceedings of Acoustics Australia. Adelaide, Australia: [s. n.], 2009.

[4] MERZ S, KINNS R, KESSISOGLU N. Structural and acoustic responses of a submarine hull due to propeller forces [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 325(1/2): 266-286.

[5] MERZ S, KESSISOGLU N, KINNS R, et al. Minimisation of the sound power radiated by a submarine through optimisation of its resonance changer [J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329(8): 980-993.

[6] ACQUOT R G. Optimal dynamic vibration absorbers for general beam systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 1978, 60(4): 535-542.

[7] MANIKANAHALLY D, CROCKER M. Vibration absorbers for hysterically damped mass-loaded beams [J]. Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 1991, 113(1): 116-122.

[8] JORKAMA M, HERTZEN R V. Optimal dynamic absorber for a rotating Rayleigh beam [J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 217(4): 653-664.

[9] 丁文镜. 减振理论 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1988.

(责任编辑 陈 敏 英文审校 郑青榕)