

基于 TPA 的船舶机械系统振动传递特性分析*

吴江海, 苏明珠, 席亦农, 尹志勇, 孙玉东

(中国船舶科学研究中心船舶振动噪声重点实验室 无锡, 214082)

摘要 为有效降低船舶机械系统低频线谱振动,采用传递路径分析方法(transfer path analysis, 简称 TPA)对典型船舶机械设备振动沿管路系统与浮筏基座传递规律进行试验研究。试验结果表明,通过传递路径分析方法辨识各路径振动贡献量合成结果与直接测量结果一致,证明了本研究方法与测试数据的正确性。通过传递路径与输入船体结构振动功率流贡献量分析,发现设备低频段振动能量主要通过浮筏基座进行传递,整个试验模型的低频线谱成分由管路系统与船体耦合引起。该研究结果可为船舶机械系统低频线谱主动控制作动器的位置优化与频率选取提供参考。

关键词 机械系统;传递路径分析;振动贡献量;功率流
中图分类号 TH113.1;U661.44

引言

船舶管路系统是一种受多种振动、噪声源激励的复杂机械系统^[1-3]。TPA 不仅能够估计船舶管路系统各传递路径的振动噪声贡献量,还能够对其进行相应的定位,对船舶管路系统的振动噪声控制具有重要的指导作用^[4]。国外,传递路径分析方法的发展已趋于成熟,很多公司开发了相应的模块化测试软件,例如丹麦的 B&K 软件和比利时 LMS 公司等。国内,郭荣等^[5]总结了频域内传递路径分析方法的研究进展,介绍了传统 TPA、工况 TPA、新型传递路径分析(operational-x transfer path analysis, 简称 OPAX)、快速 TPA、多级 TPA 以及混合 TPA 的基本原理及优缺点。卢英英等^[6]阐述了功率流法在 TPA 领域的潜在应用。TPA 方法在国内汽车设计领域已有较为成熟的应用^[7-9],然而在船舶振动声辐射领域,对于充液管路系统与船体耦合结构系统的报道比较少见。

文献[10]通过相干分析和传递函数开展了设备所在浮筏的振动至船体内部测点和船体表面测点的振动到声辐射的传递路径研究,但只考虑了浮筏隔振器周围 4 个测点。文献[11-12]建立双层圆柱壳水下振动噪声传递路径分析模型,在传递函数测试方法中引入了互谱、平均与加窗的方法,并结合正则化方法改善了频响函数矩阵求逆的病态问题,提高了 TPA 的辨识精度,但采用激振器激励形式,未考

虑真实设备激励工况。侯磊等^[13]将 TPA 技术引入管路系统振动贡献量分析中,但未考虑整个管路系统,且只给出了 1/3 倍频程结果,未给出线谱结果。

笔者建立了复杂空间管路与船体结构耦合传递路径分析模型,利用实际船舶设备激励源开展多支撑管路传递路径分离与贡献量分析研究,定量分离了机械振动沿管路系统与浮筏基座的传递量。

1 传递路径分析测试原理

假设整个管路-船体耦合系统为线性系统,根据线性叠加原理,每个响应测点的加速度可以看成是各个激励位置处力贡献的总和,以 1 号测点处振动加速度响应为例,根据线性叠加原理可以写为

$$\ddot{X}_1 = Y_{11}F_1 + Y_{12}F_2 + \dots + Y_{1n}F_n \quad (1)$$

将各测点加速度写成矩阵的形式为

$$\begin{bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{X}_2 \\ \vdots \\ \ddot{X}_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{11} & Y_{12} & \dots & Y_{1n} \\ Y_{21} & Y_{22} & \dots & Y_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ Y_{m1} & Y_{m2} & \dots & Y_{mn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{bmatrix} \quad (2)$$

其中: n 为机械系统中作用于船体的作用力; m 为系统中的评估作用点; Y_{ij} 为 j 点作用力到 i 测点的传递函数;整个传递函数矩阵为 $m \times n$ 。

在真实的管路船体系统中,各点处的响应 $\ddot{X}_1, \ddot{X}_2, \dots, \ddot{X}_m$ 可通过振动加速度计进行测量。在设备开启前,传递函数矩阵 Y_{ij} 采用力锤锤击法或者激

* 船舶振动噪声重点实验室基金资助项目(JCKY2019207CI02)

收稿日期:2020-12-19;修回日期:2021-02-23

振器激励的方式获得。连接处的作用力 F_1, F_2, \dots, F_n 的辨识一直是传递路径分析方法中的难点。汽车行业中,噪声-振动-舒适性(noise-vibration-harshness, 简称NVH)通常采用悬置刚度法和阻抗矩阵法2种激励力辨识方法获得。悬置刚度法适用于整个系统只有3~4个隔振器的系统,例如汽车四轮悬挂系统,船舶中的浮筏隔振系统等。阻抗矩阵法适合于具有较多传递路径的系统,船舶管路系统传递路径错综复杂,且彼此之间存在着相互耦合,因此管路系统较适合采用阻抗矩阵方法。对式(2)求逆,获得各管路系统与船体结构连接部位处的作用力,即

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{11} & Y_{12} & \cdots & Y_{1n} \\ Y_{21} & Y_{22} & \cdots & Y_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ Y_{m1} & Y_{m2} & \cdots & Y_{mn} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{X}_2 \\ \vdots \\ \ddot{X}_m \end{bmatrix} \quad (3)$$

通过隔振器传递系统,若能获得隔振器上下的两端网络阻抗矩阵,可以间接测量管路系统通过隔振器作用于船体的作用力。

通过式(3)可获得水泵运行时管路系统各支撑于船体的实际作用力。当获得具体的作用力 F_1, F_2, \dots, F_n 时,根据式(1)可得到各作用力对该点的贡献量。以1号测点为例,在各传递路径作用于船体的作用力与传递函数都为已知的前提下, $Y_{11}F_1$ 为激励力1对响应点1处的贡献量, $Y_{12}F_2$ 为激励力2对响应点1处的贡献量,以此类推, $Y_{1n}F_n$ 为激励力 n 对响应点1处的贡献量。通常情况下,为了使传递函数矩阵包含更多的结构动态信息,在测点布置时需要满足 $m \geq 2n$ 。因此,传递函数 Y 通常不是方阵,需要求得其广义逆矩阵。

当传递函数测试中相干系数较差或引入噪声时,将式(3)进行传递函数矩阵求逆,会存在矩阵求逆奇异问题。笔者对传递函数矩阵采用奇异值分解,将式(3)写成向量形式

$$F = (Y)^{-1} X \quad (4)$$

通过奇异值分解将 Y 表示为

$$Y = U \Sigma V^T \quad (5)$$

其中: U 为 $m \times m$ 酉矩阵,满足 $UU^T = I$; V 为 $n \times n$ 酉矩阵,满足 $VV^T = I$; Σ 为一个 $m \times n$ 对角矩阵, $\Sigma = \begin{bmatrix} s & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$; $s = \text{diag}(\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_n)$; δ_i 为 Y 的正奇异值分解; $\sigma_i = |\delta_i|$ 为任意复数。

通过奇异值分解,求出 Y 的广义逆矩阵为

$$Y^+ = V \Sigma^{-1} U^T \quad (6)$$

将式(6)代入式(4),得到管路系统对船体的作用力。

2 试验对象及内容

2.1 试验平台

本试验在综合管路试验平台上开展,如图1所示,该试验平台由船体结构、浮筏、机械设备和管路系统组成。船体为加肋圆柱壳结构,一端开口,一端带加筋舱壁,在船体艏部有4个浮筏基座,浮筏为板架式结构,两端分别有一个立式和卧式的设备安装面,各安装一台离心式疏水泵和冷却泵。在船体的另一端安装一台换热器,与两台水泵通过管路连接。除管道支撑,舱内管路与船体通过穿舱件和位于左右舷的通海阀连接。船体与外部供水设备也通过这3个部位弹性连接。船体本身通过气囊支撑在基座上。通过这些弹性连接件,船体的整体安装频率在5 Hz以下。



图1 试验平台

Fig.1 Test platform

该试验平台从管路设备与元器件、空间结构与布局、支撑等方面包含了工程中实际管路要素,保留了管路的主要机械设备及主干结构,能够较好地代表实际船舶冷却管路系统,可用于模拟各种工况下冷却管路振动以及引起的船体振动。该试验船体平台中有两套管路系统,包括口径 DN150/DN100/DN80 的弯管、直管,管路空间形式复杂,满足本次管路振动传递路径试验要求。

2.2 测点布置

图2为测点布置图。根据文献[4],测点由2部分组成:①船体内的检测点,包括两套管路系统所有支撑下端与船体连接点 $S_1 \sim S_{18}$,基座与船体连接点 $H_1 \sim H_4$,左舷通海口 H_5 ,右舷通海口 H_6 ,通舱件附近 H_7 ,第1部分共有23个测点;②冷却泵与疏水泵进出口共有12个测点。

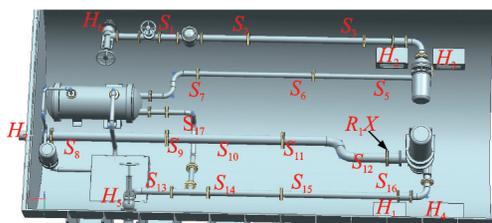


图2 测点布置图

Fig.2 Layout of measuring points

2.3 试验步骤

试验分以下3个步骤。

1) 在船体模型下安装6个气囊隔振器,使整个试验平台安装频率低于5 Hz,模拟船舶在水中自由边界条件。

2) 关闭水泵,测量浮筏基座与管路支撑之间的传递函数,其中低频段采用软橡胶锤头,高频段采用金属锤头。试验中为保证传递函数矩阵求逆精确,在23个测点旁,每个测点额外多布置2个测点,共69个监测点,即试验传递函数矩阵为 69×23 。

3) 开启水泵,记录水泵正常运行工况下各测点响应,将传递函数与响应结果代入式(3),获得实际运行工况下各传递路径作用于船体结构的作用力。根据作用力与传递函数进行各传递路径贡献量分析。

3 传递函数测试

3.1 互易性检查

线性弹性系统内,某一点的振动激励会在另一点产生响应^[6]。如果系统是被动和时不变的,振动传递不随激励点和观测点的位置变化而变化,该特性称为互易性。笔者选取典型位置之间传递函数,查看传递函数之间互易性是否满足要求。图3为水泵挠性接管后 R_1 点 x 方向与管路支撑 S_5 之间传递函数互易性对比。通过典型位置处的传递函数互易性检查,2个传递函数之间基本重合。互易性检查不

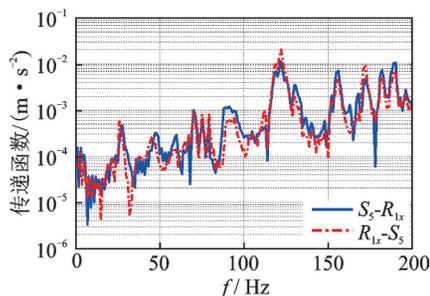


图3 传递函数互易性对比

Fig.3 Comparison of reciprocity of transfer function

仅可以节省大量的测试工作,还可以对试验数据的正确性进行有效检查。

3.2 测试结果与有限元对比分析

传统的TPA需要对大量的传递函数进行测试,试验过程比较繁琐耗时。因此,研究人员提出将传统TPA方法与有限元计算相结合的混合传递函数分析方法^[5]。当试验测试传递函数较多时,文献[7]采用该办法对汽车NVH进行了1800条传递函数计算,若进行相应的测试,则需花费大量人力与时间。本研究中涉及传递函数数量虽然较少,但仍进行了有限元传递函数的计算。这一方面是为了进一步验证本次试验传递函数测试的正确性,另一方面是为了验证有限元模型计算的精度,为开展船体内复杂空间管路混合传递路径分析提供基础。

图4为试验测试结果与有限元对比。可以看出,有限元计算的传递函数与试验测试结果基本吻合,在低频100 Hz以内,传递函数的峰值与船体模型的固有频率有密切关系。此外,有限元计算的低频段幅值略大于试验测试,这与有限元中设置的结构阻尼比有关。

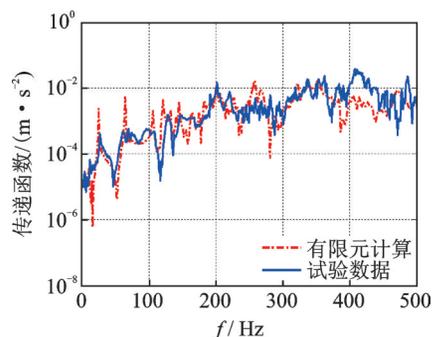


图4 试验测试结果与有限元对比

Fig.4 Comparison of test results with FEM

4 传递路径分析及贡献量分析

本研究中运行工况为疏水泵与冷却泵同时开启状态,两泵的转速均为2950 rad/min,轴频均为50 Hz。整个系统由中间DN150管路进水口进水,经冷却泵与疏水泵后从左右舷通海阀流出。

4.1 合成响应数据对比

图5为通海口 H_7 处直接测量与辨识结果对比。可以看出,典型测点辨识结果与直接测量结果基本重合,说明本试验过程中测试数据准确,并考虑了对评估点振动有影响的全部传递路径因素,可为下一步贡献量分析做基础。

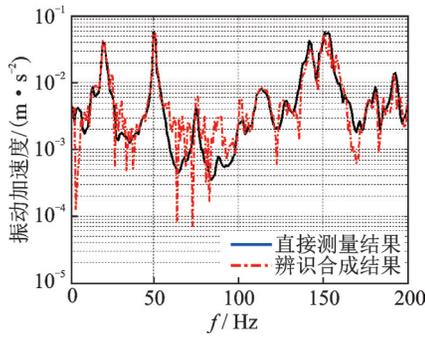


图 5 直接测量与辨识结果对比

Fig.5 Comparison of test and identification results

4.2 贡献量分析

将模型划分为 23 个激励点, 即 $S_1 \sim S_{17}$ 和 $H_1 \sim H_7$ (S_4 除外)。图 6 为浮筏隔振器基座 H_1 处振动源贡献量。可以看出, 贡献量最大的位置出现在 H_1 以及离 H_1 最近的支撑 S_{16} 处 (见图 2 测点布置)。从频率上分析, 贡献最大的主要出现在 154 Hz 和 303 Hz 左右 (图中红色最深的竖线位置), 主要分布在 $S_{14} \sim H_5$ 位置, 即疏水管路系统出水段, 离该位置较远的 H_6, S_1 和 S_2 等位置贡献量较小。

图 7 为冷却管路 S_2 处贡献量分析云图。可以看

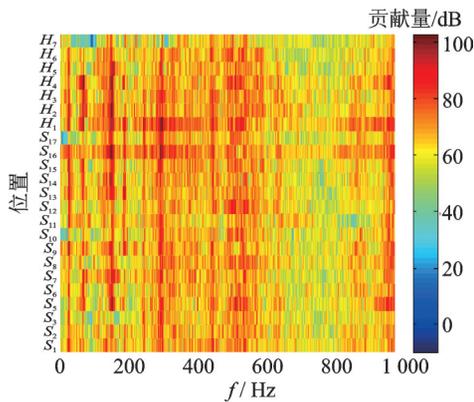


图 6 浮筏隔振器基座 H_1 处振动源贡献量

Fig.6 Contribution at H_1 of floating raft isolator

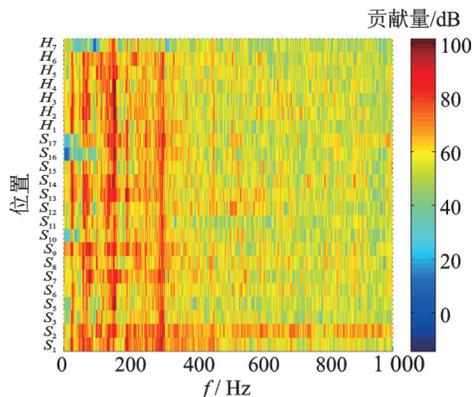


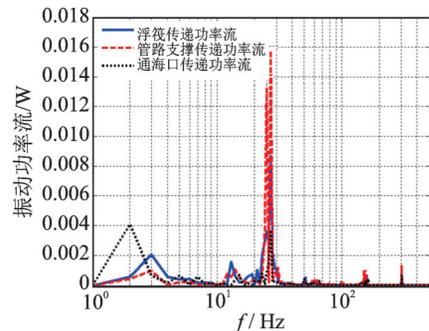
图 7 冷却管路 S_2 处贡献量分析云图

Fig.7 Contribution at S_2 of pipe system

出, 贡献量主要集中在低频段。通过管路本身传递的振动, 即通过 S_2 传递引起的在整个频段范围内 1~1 000 Hz 较为突出。在低频段通过浮筏隔振器 $H_1 \sim H_4$ 位置处传递振动也较多。图 7 中纵向比较可以看出随频率变化的线谱, 找出系统中主要的振动线谱。横向比较可以观察固定位置对目标点的贡献量随频率的变化趋势。

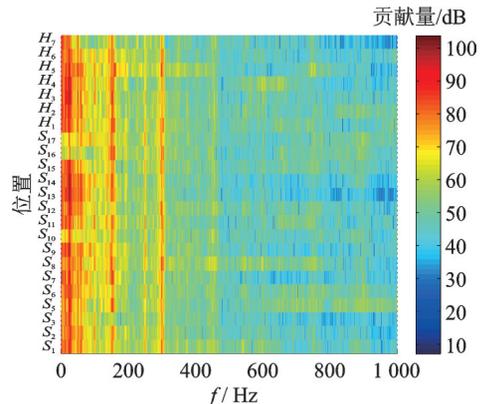
5 功率流分析

通过数据处理分析可获得各传递路径作用于船体结构的作用力。通过各监测点的振动加速度响应换算得到速度, 可获得各传递路径输入船体功率流。图 8 为输入船体功率流分析。在双泵开启的工况下, 通过管路支撑、浮筏、通海口 3 个传递路径输入船体的功率流如图 8(a) 所示。可以看出: 10 Hz 以下, 通过浮筏输入的功率流较大; 在 10~73 Hz, 3 种传递路径输入功率接近; 大于 73 Hz 以后, 通过管路支撑输入的功率最大, 浮筏输入的功率流最小。可见, 管路系统输入船体功率流特征非常明显, 主要振动能量集中在低频 25 Hz 和 27 Hz 左右, 在 153 Hz 和 300 Hz 也存在线谱, 这与图 8(b) 一致。综



(a) 3 个传递路径输入船体的功率流

(a) Vibration power flow in three main paths



(b) 各传递位置振动功率流贡献率

(b) Contribution of vibration power flow

图 8 输入船体功率流分析

Fig.8 Analysis of vibration power flow

上可知,管路系统输入船体的功率流并不完全受设备激励转速的影响,主要由管路系统与船体耦合振动引起。图8(b)为各传递位置振动功率流贡献率。可以看出,除了低频段输入的能量较高,在153 Hz和300 Hz存在2条明显的亮带,这也是整个系统中输入船体功率流的线谱。随着频率的增加,输入功率流逐渐减小,低频段输入船体功率流主要集中在 $H_1 \sim H_6, S_{11} \sim S_{15}$ 和 S_9 等位置。

6 结束语

对船舶复杂管路系统进行了传递路径分析试验研究。基于管路与船体耦合系统互易性原理,测试各传递路径间的传递函数。本研究的分离辨识结果与直接测量结果吻合,证明了试验过程与数据处理正确合理,无遗漏传递路径。通过分析试验结果得到:船体边界条件对传递函数低频段存在较大影响;对于管路支撑下端评估点,通过管壁传递的振动占主要成分;功率流分析结果表明,管路系统振动能量主要集中在低频300 Hz以内。

参 考 文 献

- [1] 吴江海,尹志勇,孙凌寒,等.一种船舶充液管路声振耦合工程计算方法[J].船舶力学,2019,23(7):873-881. WU Jianghai, YIN Zhiyong, SUN Linghan, et al. An engineering prediction method for acoustic induced vibration of ship liquid piping[J]. Journal of Ship Mechanic, 2019, 23(7):873-881. (in Chinese)
- [2] 朱竑楨,王纬波,殷学文,等.基于谱单元法的船用输流管道振动建模与分析[J].中国造船,2018,59(3):31-45. ZHU Hongzhen, WANG Weibo, YIN Xuwen, et al. Modeling of marine fluid-conveying pipeline and vibration analysis based on spectral element method[J]. Shipbuilding of China, 2018, 59(3): 31-45. (in Chinese)
- [3] 吴江海,尹志勇,孙凌寒,等.船舶充液管路振动响应计算与试验[J].振动、测试与诊断,2019,39(4):832-837. WU Jianghai, YIN Zhiyong, SUN Linghan, et al. Vibration response prediction and experiment of ship liquid piping system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(4): 832-837. (in Chinese)
- [4] 杨卫东.舰船噪声的传递路径分析及其软件设计[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2015.
- [5] 郭荣,裴刻,房怀庆,等.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. GUO Rong, QIU Yan, FANG Huaqing, et al. Advance in studying on transfer path analysis methods in frequency domain[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(13): 49-55. (in Chinese)
- [6] 卢英英,成玮,陆建涛,等.运行工况传递路径分析方法研究进展[J].河北科技大学学报,2015,36(4):359-367. LU Yingying, CHENG Wei, LU Jiantao, et al. Research progress of operational transfer path analysis method[J]. Journal of Hebei University of Science and Technology, 2015, 36(4): 359-367. (in Chinese)
- [7] 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.
- [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] 褚志刚,熊敏,杨洋,等.车内噪声时域传递路径分析[J].振动与冲击,2015,34(17):161-166. CHU Zhigang, XIONG Min, YANG Yang, et al. Time-domain transfer path analysis of automobile interior noise[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(17): 161-166. (in Chinese)
- [10] 尹文茂,刘文帅,王秀波,等.基于传递函数的潜艇噪声传递路径分析[C]//第11届船舶水下噪声学术讨论会论文集.无锡:中国船舶科学研究中心,2007:56-63.
- [11] 张磊,曹跃云,杨自春,等.水下加肋双层圆柱壳体的振一声传递路径分析[J].船舶力学,2015,19(4):462-469. ZHANG Lei, CAO Yueyun, YANG Zichun, et al. Vibration-acoustic transfer path analysis of a submerged cylindrical double-shell[J]. Journal of Ship Mechanic, 2015, 19(4):462-469. (in Chinese)
- [12] 张磊,曹跃云,杨自春,等.双层圆柱壳体水下振动噪声结构传递路径分析[J].振动与冲击,2012,31(20):12-16. ZHANG Lei, CAO Yueyun, YANG Zichun, et al. Structural transfer path analysis for vibration and noise of a submerged cylindrical double-shell[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(20): 12-16. (in Chinese)
- [13] 侯磊,张继明.基于TPA的管路振动贡献量分析[J].中国舰船研究,2012,7(1):61-64. HOU Lei, ZHANG Jiming. Contribution analysis of pipe vibration based on transfer path analysis[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2012, 7(1): 61-64. (in Chinese)



第一作者简介:吴江海,男,1989年10月生,博士、高级工程师。主要研究方向为船舶结构振动噪声计算与控制。曾发表《船舶充液管路振动响应计算与试验》(《振动、测试与诊断》2019年第39卷第4期)等论文。

E-mail: cssrc_wjh@163.com