文章编号：1006-1355(2014)06-0206-04

基于船舶推进系统特性船体艉部结构垂向振动试验

温小飞[1,2]，周瑞平[2]，袁 强[1]，金尚崇[1]

（1. 浙江海洋学院 海运与港航建筑工程学院，浙江 舟山 316027；
2. 武汉理工大学 能源与动力工程学院，武汉 430063）

摘 要：船舶推进系统与船体结构的耦合技术是目前船舶研究的重要方向，需要在基本理论、试验方法和研究手段等各个方面进行跨学科的创新性深入研究。根据船舶推进系统的主要激励形式，确定船体艉部结构垂向振动分析的关键频率，通过关键频率对船体艉部结构垂向振动与船舶推进系统特性进行关联性分析，同时也分析油膜涡动对船体艉部结构垂向振动的影响程度，为船舶推进系统振动传递规律和油膜涡动理论方面研究提供一些有意义的结论和参考。

关键词：振动与波；船体振动；垂向振动；振动试验；船舶推进系统

中图分类号：U661.44 **文献标识码**：A DOI编码：10.3969/j.issn.1006-1335.2014.06.046

Experiment on Vertical Vibration of Stern Structure Based on the Characteristics of Ship's Propulsion System

WEN Xiao-fei[1,2], *ZHOU Rui-ping*[2], *YUAN Qiang*[1], *JIN Shang-chong*[1]

（1. School of Navigation, Zhejiang Ocean University, Zhoushan 316022, Zhejiang China;
2. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China）

Abstract: The coupling between propulsion system and ship structure is a project worth studying. It is an interdisciplinary research to be carried out with basic theories, test methods and research methods. In this paper, main excitations of the ship's propulsion system are analyzed to determine some key frequencies. The correlation between vertical vibration of stern structure and ship's propulsion system characteristics is analyzed according to the key frequencies. And the level of oil film whirl effecting on vertical vibration of the stern structure is also analyzed. This work is of significance and reference value for further study of vibration transfer rules and oil film whirl theory of the ship's propulsion systems.

Key words: vibration and wave ; hull vibration ; vertical vibration ; vibration experiment ; ship propulsion system

随着船舶大型化发展，大型船舶船型的合理设计以及保证推进动力系统的可靠运行是提升其航行性能的重要方面，尤其是解决大型船舶的推进系统与船体的系统动力学耦合问题是关键[1]。对船舶推进系统—船体耦合问题的研究，目前主要采用理论分析、数值仿真为主，试验研究开展非常少。吴梵、杨传武、陈翔、陆坡等研究人员运用混合模型对耦合作用在船体结构上的响应特性进行了研究[2—5]。文献[6，7]分析了振动在艉部结构的传递路径，并认为螺旋桨处纵向激励的主要传递途径是推力轴承处。朱理、庞福振等科研人员采用数值分析手段对某舰船在螺旋桨激励力载荷下的响应进行了分析，认为设备对船体的激励力不仅与设备激励力密切相关，还与设备质量、隔振器刚度及阻尼、船体结构刚度等密切相关[8，9]。李攀硕，张志谊等采用轴—壳体系统耦合振动模型研究船舶螺旋桨、推进轴系、轴承及其壳体，研究了系统振动控制理论方法，并通过实验室台架试验进行了验证[10，11]。陈发祥，谌勇等通过模拟与试验相结合的方法，从声辐射方面研究了轴系与船体结构的耦合关系[12]。

船舶推进系统对船体振动的激励效应主要体现在船体艉部结构及机舱区结构。船舶推进系统的激励包含螺旋桨的水力激励、主机激励和轴系振动激励，其中轴系激励耦合了螺旋桨和主机的激励因素。螺旋桨激振力是引起船舶尾部剧振的根本原

收稿日期：2014-02-10

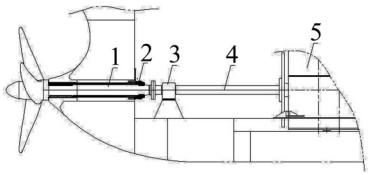
基金项目：浙江省自然科学基金项目（Y12E090007）；
浙江省科技厅公益性技术应用研究计划项目（2013C31050）

作者简介：温小飞（1977- ），男，浙江松阳人，讲师，主要从事船舶动力系统性能分析与故障诊断技术研究。
E-mail: wenxiaofei@zjou.edu.cn

因，依据作用方式的不同，螺旋桨激振力可分为轴承力和表面力[13]；轴承力通过轴承传递给船体，通过密封装置传递给壳体。因此船舶推进系统与船体结构之间存在密切的相互激励、相互耦合关系。垂向振动作为船体振动和机械设备振动关注的一个重要振动形式，成为研究船体及推进系统振动耦合的研究方向之一。本文采用实船试验方法，通过采集六个位置的垂向振动信号，对其关键频率特性进行重点分析，研究船体艉部结构在主推进系统不同工况条件下的垂向振动规律，以期得到主推进系统特性对船体艉部结构垂向振动的关联性及影响规律。

1　船型参数

以64 000 DWT散货船主推进系统和船体艉部结构作为试验对象。该船型的主要参数：船总长为199.90 m，型宽为32.26 m，型深为18.50 m，设计吃水为11.30 m，载重量为63 800 t，设计航速为14.00 kn。船舶推进系统的主要设备：主机为二冲程低速柴油机MAN B&W 5S60 ME-C8.2，额定功率为8 050 kW，额定转速为89.0 r/min；螺旋桨为定距桨，直径为6.70 m，叶数为5；轴系包含了一根螺旋桨轴、一根中间轴、一个尾轴承和一个中间轴承，如图1所示。



1. 螺旋桨轴　2. 密封装置　3. 中间轴承　4. 中间轴　5. 主机

图1　推进系统与船体艉部结构位置示意图

2　试验方案设计

2.1　测点布置

根据船舶推进系统振动传递方式及路径进行测试点布置，推进系统振动传递分为两种形式：形式一为轴系—密封装置—壳体，在壳体上布置两个传感器，如图2所示的测点1和测点2；形式二为轴系—艉轴承—船体，根据船体结构的对称性，在左侧布置测点3和测点4，在右侧布置测点5和测点6。

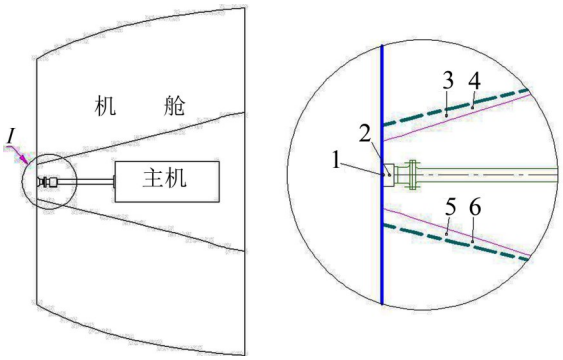


图2　测点布置示意图

2.2　试验工况与采集方法

四个工况以主机转速标识，分别为：0 r/min、33.0 r/min、42.0 r/min、50.0 r/min。在工况稳定条件下，同步采集6个测点的船体垂向振动数据，采集时间超过60 s。

3　试验数据分析与讨论

3.1　关键频率选择

螺旋桨激励力按激励频率可分为两类[14, 15]：一类是轴频激励力，即螺旋桨的激扰频率等于桨轴转速的1阶激励力；另一类则是激扰频率等于桨轴转速n乘以桨叶数z或桨叶数倍数的高阶激励力。在转速不变的情况下，失衡故障产生的振动主要表现为幅值和相位均比较稳定的转频振动；在转子不对中时，激发的振动中含有转频、2倍转频、3倍转频及高倍转频分量；油膜涡动具有亚同步振动现象，其回转频率约为转子回转频率的一半（0.42—0.48倍回转频率）[16]。因此可选择转频为基本频率，转频的0.42—0.48倍、2倍、3倍、4倍和5倍为关键频率（见表1），通过关键频率建立船舶推进系统特性与船体艉部结构垂向振动的关联性。

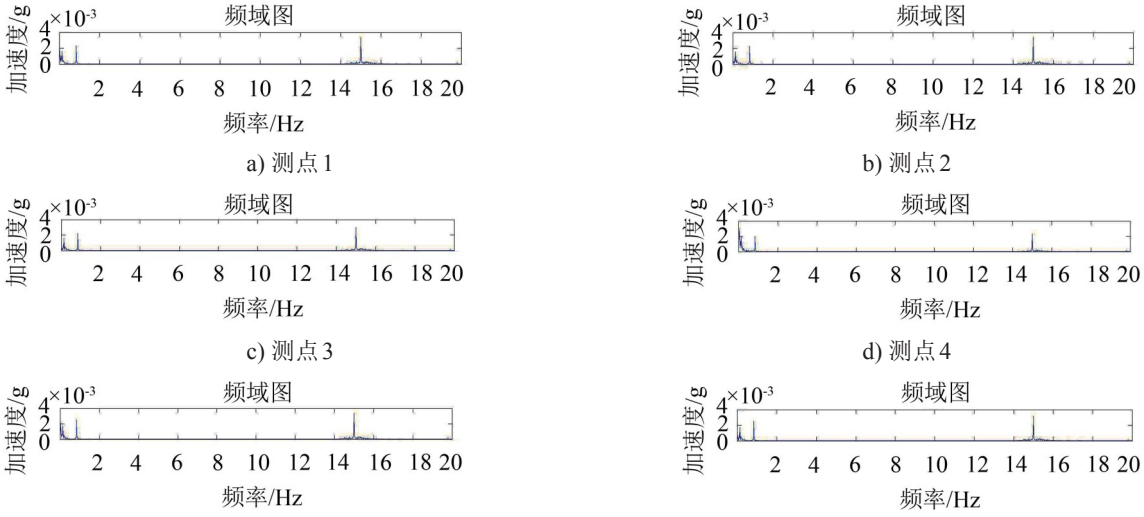
3.2　频谱图分析

通过分析关键频率表1可得：关键频率均为低频振动信号，大部分是转频的倍频信号，其中油膜涡动产生的近似半频振动与油膜状态相关，频谱图分析可选择在0 Hz～20 Hz频率范围。通过FFT变换，并对高频信号进行滤波，得到1 Hz～20 Hz频谱图。其中0 r/min工况，是指示船舶推进系统不产生振动

表1　关键频率表

倍频转速	转频/Hz	0.42～0.48倍频率/Hz	2倍频率/Hz	3倍频率/Hz	4倍频率/Hz	5倍频率/Hz	10倍频率/Hz	20倍频率/Hz
0	0	0	0	0	0	0	0	0
33.0 r/min	0.55	0.231～0.264	1.1	1.65	2.2	2.75	5.5	11.0
42.0 r/min	0.7	0.294～0.336	1.4	2.1	2.8	3.5	7	14
50.0 r/min	0.833	0.35～0.40	1.666	2.499	3.332	4.165	8.33	16.66

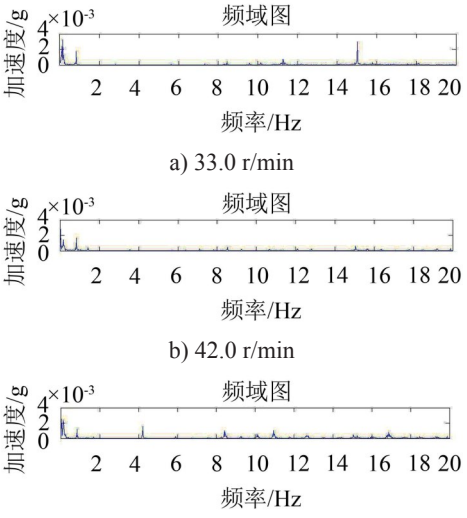
传递的一种固有振动状况，表征船体艉部结构振动在无推进系统振动影响的频响特性，即准静态振动特性，如图3所示。图3中可得到3个峰值频率，分别为0.097 Hz、0.838 7 Hz和15 Hz，通过换算其对应转速分别为6 r/min、50 r/min和900 r/min。其中，发电机组转速为900 r/min，因此15 Hz峰值频率体现了发电机组振动特性；同理，其他两个峰值频率应体现了其他特定设备或状态的稳定工况振动特性。



a) 测点1　b) 测点2　c) 测点3　d) 测点4　e) 测点5　f) 测点6

图3 船体艉部结构频谱图（推进系统转速为0 r/min）

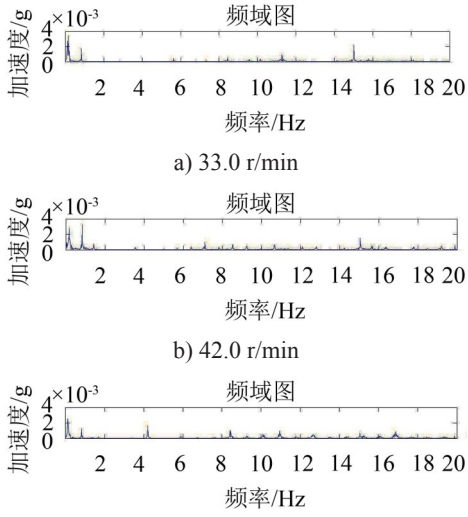
随着船舶推进系统运行工况变化，不同特性的船舶推进系统振动传递到各个测点。根据测试数据和频谱图的初步分析，测点1和测点2具有相同的振动特性；由于测点3、测点4与测点5、测点6为相互对称布置，也具有相同的振动特性；故可选取具有代表性的测点1和测点3进行比较分析；其中通过途径一的振动特性如图4所示，途径二的振动特性如图5所示。



a) 33.0 r/min　b) 42.0 r/min　c) 50.0 r/min

图4 不同转速下船体艉部结构垂向振动频谱图(测点1)

图4和表2分别为测点1所对应的振动频谱图和频率—幅值数据表。比较分析图4、表2可得，随着转速升高，轴频、5倍频与10倍频的幅值迅速增加；与螺旋桨激励力的主导影响相吻合，验证了船



a) 33.0 r/min　b) 42.0 r/min　c) 50.0 r/min

图5 不同转速下船体艉部结构垂向振动频谱图(测点3)

舶尾部振动主要是螺旋桨激励引起的观点。油膜涡动频率对应的振幅随着转速升高而逐渐减小，体现了在低转速区油膜状态渐趋稳定，其涡动影响小。同时，从图表中可以发现在0.13—0.27倍转频范围内出现了一个峰值，且其幅值一直在同一数量级，该振动特性是否与油膜运动特性相关，还不能确定，需要进一步分析。其他关键频率的幅值均保持在较小范围，可忽略。

通过比较和分析图4和图5、表2和表3，两种船舶推进系统特性传递途径在传递规律上表现是一致的，但是两者在振动幅值存在着差异，测点3主要振动频率对应的振动幅值大于测点1；从位置关系上来

表 2 测点 1 频率—幅值数据表

转速	参量	轴频	特别峰值频率	0.42～0.48 倍转频	2 倍转频	3 倍转频	4 倍转频	5 倍转频	10 倍转频	20 倍转频
33.0 r/min	频率/Hz	0.5645	0.145 2	0.241 9	1.097	1.677	2.21	2.823	5.629	11.27
	幅值/g	9.94×10^{-5}	3.26×10^{-3}	3.77×10^{-4}	4.65×10^{-5}	1.95×10^{-5}	8.54×10^{-6}	1.07×10^{-4}	1.31×10^{-4}	7.49×10^{-4}
42.0 r/min	频率/Hz	0.774 2	0.161 3	0.290 3	1.419	2.113	2.806	3.548	7.113	14.13
	幅值/g	3.87×10^{-4}	1.43×10^{-3}	2.58×10^{-4}	4.09×10^{-4}	4.06×10^{-6}	8.16×10^{-6}	1.45×10^{-4}	2.76×10^{-4}	3.0×10^{-5}
50.0 r/min	频率/Hz	0.822 6	0.112 9	0.387 1	1.677	2.597	3.339	4.21	8.419	15.98
	幅值/g	1.24×10^{-3}	2.43×10^{-3}	1.64×10^{-4}	2.14×10^{-4}	1.10×10^{-5}	3.01×10^{-6}	1.56×10^{-3}	1.01×10^{-3}	2.67×10^{-4}

表 3 测点 3 频率—幅值数据表

转速	参量	轴频	特别峰值频率	0.42～0.48 倍转频	2 倍转频	3 倍转频	4 倍转频	5 倍转频	10 倍转频	20 倍转频
33.0 r/min	频率/Hz	0.564 5	0.145 2	0.241 9	1.129	1.742	2.21	2.823	5.629	11.27
	幅值/g	8.78×10^{-5}	3.39×10^{-3}	4.26×10^{-4}	4.70×10^{-5}	1.70×10^{-5}	7.76×10^{-6}	5.11×10^{-4}	4.04×10^{-4}	8.64×10^{-4}
42.0 r/min	频率/Hz	0.774 2	0.161 3	0.290 3	1.419	2.113	2.806	3.548	7.113	14.23
	幅值/g	3.55×10^{-4}	1.39×10^{-3}	2.97×10^{-4}	4.03×10^{-4}	1.29×10^{-5}	4.47×10^{-6}	1.52×10^{-4}	4.86×10^{-4}	1.03×10^{-4}
50.0 r/min	频率/Hz	0.822 6	0.112 9	0.387 1	1.677	2.597	3.339	4.21	8.419	15.98
	幅值/g	1.23×10^{-3}	2.53×10^{-3}	2.08×10^{-4}	1.99×10^{-4}	3.11×10^{-6}	8.00×10^{-6}	1.63×10^{-3}	1.03×10^{-3}	2.78×10^{-4}

分析，测点 3 相对远离艉轴承，而测点 1 在艉轴密封装置壳体上。依据阻尼损失大小来进行综合分析，密封装置由于不作为承载部件，仅作为密封作用，其阻尼远远大于船体钢结构的阻尼，所以测点 3 振动可以更好的体现推进系统特性。

4 结 语

船舶推进系统特性是船舶动力系统工作性能好坏的综合体现，实船试验是分析船舶振动特性最直接和有效的方法，通过船体艉部结构振动信号可以逆向分析船舶推进系统特性，应用关键频率可进行船体艉部结构振动与船舶推进系统特性之间的关联性分析。通过比较和分析得到以下初步结论：

(1) 大型船舶推进系统特性在垂向振动方面主要体现在低频范围；

(2) 船舶推进系统激励以轴频、5 倍轴频、10 倍轴频为主进行振动垂向传递；

(3) 依据轴频进行估算的油膜涡动频率，对船体艉部结构垂向振动影响不明显；

(4) 0.13～0.27 倍转频范围出现的峰值频率尚不能确定其振源，需要进一步研究。

参考文献：

[1] 严新平，李志雄，刘正林，等. 大型船舶推进系统与船体耦合动力学研究综述[J]. **船舶力学**，2013，17(4)：439-449.

[2] 吴梵，郭日修. 某型船尾部振动响应的预报及试验验证[J]. **中国造船**，2000，41(2)：78-82.

[3] 陆坡，赵耀，李天匀，等. 基于混合有限元模型的推进轴系—艇体耦合振动特性分析[J]. **中国造船**，2012，3：151-157.

[4] 杨传武，陈志坚. 用混合有限元模型分析船体振动问题研究[J]. **海军工程大学学报**，2004，16(2)：79-82.

[5] 陈翔，夏利娟，丁金鸿，等. 散货船的总振动模态计算和动力响应预报[J]. **舰船科学技术**，2013,35(3):115-120.

[6] Plunt J. Finding and fixing vehicle NVH problems with transfer path analysis[J]. **Sound and Vibration,** 2005, 39 (11):12-16.

[7] 冯国平，谌勇，黄修长，等. 舰船艉部纵向激励传递特性分析[J]. **噪声与振动控制**，2009，(6)：132-135.

[8] 朱理，庞福振，康逢辉. 螺旋桨激励力下的舰船振动特性分析[J]. **中国造船**，2011，52(2)：8-15.

[9] Zhu Li, Pang Fuzhen, Wang Xueren, et al. Coupled vibration mechanism of equipment and ship hull structure [J]. **Journal of Ship Mechanics,** 2013, 17(6): 680-688.

[10] 李攀硕，李栋梁，张志谊. 轴—壳体系统耦合振动的建模与分析[J]. **振动与冲击**，2012，31(5)：128-131.

[11] 李攀硕，张志谊，华宏星. 轴—壳体系统耦合振动控制原理分析及试验[J]. **机械工程学报**，2012，48(19)：103-108.

[12] 陈发祥，谌勇，华宏星. 螺旋桨激励力下轴系-艇体耦合系统低频声辐射特征分析[J]. **噪声与振动控制**，2013，22(6)：143-147.

[13] Baier L. A., Ormondroyd J.. Vibration at the stern single screw vessels[J]. **Trans. SNAME,** 1952, 60(1).

[14] 金咸定，赵德有. 船体振动学[M]. 上海：上海交通大学出版社. 2000.

[15] 姚熊亮. 船体振动[M]. 哈尔滨：哈尔滨工程大学出版社. 2004.

[16] 屈梁生，张西宁，沈玉娣. 机械故障诊断理论与方法[M]. 西安：西安交通大学出版社，2011. 34-37.