考虑运行参数耦合作用的舰船轴系动力学特性研究

房诗雨,刘金林,古 铮,张荣国

(海军工程大学 动力工程学院,湖北武汉 430033)

摘 要:为分析清楚多动态因素作用下的轴系动力学特性,以保障轴系运行的可靠性和安全性,以 某桨-轴-壳体为对象,建立其有限元模型,基于有限差分法和小扰动法求解各轴承油膜压力分布和油膜 刚度,基于来流法求解艉部伴流场影响下的螺旋桨激振力。在此基础上,提出中间变量法,以转速为中 间变量,在系统分析转速对油膜压力分布和螺旋桨激振力变化影响的基础上,研究得到转速变化下轴系 整体动力学特性规律。研究结果表明:转速的增加使相邻轴承载荷差值分别降低了13398N和11102N, 改善了轴系的载荷分布状态;轴系振动响应中的共振峰值受特定转速影响较大,在53.333Hz的轴向共振 频率处以及14.667Hz,26Hz的横向共振频率处,轴系各参考点共振峰值的最大值出现在190r/min运行工 况下。

关键词:舰船轴系;轴承油膜;螺旋桨激振力;中间变量法;动力学特性 中图分类号:U664.1 文献标识码:A 文章编号:1001-4055 (2023) 10-2207085-11 DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 2207085

Dynamics of Ship's Shaft System Considering Coupling Effect of Operating Parameters

FANG Shi-yu, LIU Jin-lin, GU Zheng, ZHANG Rong-guo

(College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: In order to analyze the dynamic characteristics of the shaft system under the action of multiple dynamic factors to ensure the reliability and safety of the shaft system operation, a finite element model of the propeller–shaft–shell is established, and the oil film pressure distribution and oil film stiffness of each bearing are solved based on the finite difference method and the small perturbation method, and the propeller excitation force under the influence of stern companion flow field is solved based on the inflow method. On the basis of the above research content, the intermediate variable method with the rotational speed as the intermediate variable is proposed, and the overall dynamic characteristic law of marine shaft system under the change of rotational speed is studied based on the systematic analysis of the effect of rotational speed on the oil film pressure distribution and the change of propeller excitation force. The results show that the increase of rotational speed reduces the load difference of adjacent bearings by 13398N and 11102N respectively, which improves the load distribution of the shaft system. The resonance peak in the vibration response of the shaft system is influenced by the specific rotational speed. The maximum value of the resonance peaks at each reference point of the shaft system occurs at the

^{*} 收稿日期: 2022-07-24; 修订日期: 2022-10-25。

基金项目:湖北省自然科学基金 (2017CFB584); 军内科研基金 (HJ20191C080744)。

作者简介:房诗雨,硕士生,研究领域为舰船动力装置总体优化设计。

通讯作者: 刘金林,博士,副教授,研究领域为舰船动力装置总体优化设计。E-mail: 2449711539@qq.cpm

引用格式: 房诗雨, 刘金林, 古 铮, 等. 考虑运行参数耦合作用的舰船轴系动力学特性研究[J]. 推进技术, 2023, 44(10): 2207085. (FANG Shi-yu, LIU Jin-lin, GU Zheng, et al. Dynamics of Ship's Shaft System Considering Coupling Effect of Operating Parameters[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2023, 44(10):2207085.)

operating condition of 190r/min at the axial resonance frequency of 53.333Hz and at the horizontal resonance frequencies of 14.667Hz and 26Hz.

Key words: Marine shaft system; Bearing oil film; Propeller exciting force; Intermediate variable method; Kinetic characteristics

1 引 言

推进轴系作为舰船动力装置的重要组成部分, 其设计质量或运行状态直接影响舰船航行的可靠 性、隐蔽性和安全性。推进轴系运行状态具有动态 性、非线性以及多学科跨度等特点^[1],其状态质量的 好坏是评估轴系使用效能的关键。

针对设计状态已定的轴系,其运行状态受各种 不确定动态因素的影响,包括转速、轴承油膜力、螺 旋桨水动力、温度以及船体变形等,其中,转速作为 轴系运行工况评判的主要表征参数,其变化是引起 其余各动态参数改变的主要原因,由于各动态因素 分析状态难以确定以及各因素之间的耦合关系不确 定性等,目前对于轴系动态因素的研究主要集中于 单一影响因素。在轴承润滑支承特性方面, 王永亮 等^[2]从频域分析的角度出发,通过等幅异频位移激励 技术,提出了一种便于识别油膜特性系数的方法;蔡 保刚,黄杰雄等[3-4]以推进轴系-油膜-轴承为研究对 象,分析了稳态条件下轴承负荷、油膜力以及轴径位 置三者之间的耦合关系,以艉轴承、中间轴承比压为 设计变量,基于三弯矩方法提出了一种结合遗传算 法的轴承负荷计算方法;在螺旋桨水动力特性方面, Pan 等^[5]基于实验法研究了螺旋桨轴向激振力以及其 传递特性;Nicole^[6]采用面元法对某水下结构的轴向 激振力进行了计算;Chertock^[7]从螺旋桨激振力的传 递路径出发,得出了螺旋桨的非定常激振力主要通 过轴系传递给船体;进一步,在轴承及螺旋桨动特性 对轴系动力学特性影响方面,尹红升等[8]从柔性推 进轴系入手,综合运用灵敏度分析和Kirging响应面 解耦法,实现了综合考虑柔性筏架、油膜刚度等因素 影响下的轴系校中特性优化;朱脉滕^[9]在研究了滑 动轴承不同转速、偏心率、滑油粘度下的油膜厚度和 压力分布规律,并在转速与偏心率、偏位角的关系的 基础上,建立了考虑轴承油膜厚度的动态校中模型 和考虑油膜刚度的轴系支承模型,系统地分析了轴 承润滑特性对轴系动态校中的影响;Brown等^[10]在综 合考虑转速、支承刚度和转动惯量的影响下,基于多 弹性体动力学分析,对轴系的振动特性进行了动力 学分析;文献[11-13]从轴承动力学特性出发,研究 了轴承载荷以及轴承油膜动力特性系数等对轴系回 旋振动特性的影响;郭鹏等^[14]通过二维Reynolds方程 给出了艉轴后轴承油膜刚度特性的等效形式,并进 一步建立了计入水膜刚度特性的轴系动态校中模 型,分析了轴承变位、螺旋桨不平衡力以及转速对轴 承支反力的影响规律;Murawski^[15-17]在分析推进轴 系纵向振动时,综合考虑了多种耦合因素和边界条 件的影响,并进一步采用数值计算和仿真建模方 法,在综合考虑了支承油膜动特性、螺旋桨动态力 以及船体刚度等因素影响下,开展了轴系动态校中 计算。

为实现多动态非线性因素影响下轴系动力学特 性分析,本文以某桨-轴-壳体系统模型为对象,采取 中间变量法,以轴转速为中间变量,分析轴承油膜刚 度、螺旋桨激振力与转速之间的内部联系,并进一步 将转速视为表征轴系运行工况的主要特征参数,研 究转速变化下轴系整体动力学特性规律,从而实现 多因素影响条件下的轴系动力学特性分析。

2 桨-轴-壳体系统模型构建

以某轴系为对象,如图1所示,并进一步构建 图2桨-轴-壳体有限元模型,其中螺旋桨建模基于 坐标转换法,轴系中各轴承自螺旋桨端依次为后艉 轴承、前艉轴承以及推力轴承,整体模型均采用实体 单元。

针对该桨-轴-壳体模型,靠近主机端采用固定 支承约束,每个轴承处均采用轴承单元作为约束条件,整体施加重力载荷,并结合相应工况,施加转 速条件,进一步在螺旋桨处通过单向流固耦合的 方式,施加相应工况下的螺旋桨水动力载荷。结 合模型实际,可知该模型经济航速下,螺旋桨的转 速为70r/min,额定最大航速下,螺旋桨的转速为 211r/min。



Fig. 1 Finite element simulation model of a shaft system



Fig. 2 A paddle-shaft-shell 3D finite element simulation model

3 轴承油膜动压润滑支承特性分析

以轴系中各轴承为研究对象,基于油膜 Reynolds 方程,通过有限差分法求解轴承油膜压力分布,并进 一步通过小扰动法求解油膜刚度,计算流程图如图 3 所示。其中 S₂和 S₁分别为第 k 和 k-1步油膜压力迭代 结果,(S₂-S₁)/S₂≤ζ为迭代收敛准则;ζ为相对允许误 差值;F 为轴承所受外载荷。

3.1 油膜压力分布求解

表1为该轴系中各轴承特征参数。选定轴系转 速为70r/min,通过求解,可获得该转速下修正后的各 轴承偏心率及偏位角,如表2所示,进一步可获得如图4 所示的各轴承油膜无量纲压力分布图,其中各轴承轴 向和径向的网格数依据各轴承尺寸进行了不同的划 分,如后艉轴承轴向网格数为120,径向网格数为100。

通过图4分析可知,各轴承的油膜压力分布在满 足 Reynolds边界条件的要求下表现为两端压力为零, 中间压力递增的现象,与实际情况相符,且由于后艉 轴承受螺旋桨"悬臂梁"效应影响导致的倾斜现象, 使得后艉轴承油膜压力分布在轴向呈现峰值递减的 现象,而前艉轴承和推力轴承受倾斜影响小,可忽略



Fig. 3 Bearing oil film pressure distribution and characteristic parameters calculation flow chart

		8	
Туре	Rear stern bearing	Front stern bearing	Thrust bearing
Bearing diameter/mm	290	280	294
Radius clearance of bearings/mm	0.4	0.4	0.4
Bearing width/mm	1068	850	582
Bearing tilt angle/rad	2.8×10 ⁻⁵	0	0
Initial eccentricity	0.32	0.32	0.32
Initial offset angle/rad	$\pi/4$	$\pi/4$	π/4
Lubricant viscosity/(kg/($m \cdot s$))	0.015	0.015	0.065
Axial discrete number	120	100	60
Circumferential discrete number	100	80	60

Table 1	Parameter	table of	each	bearing
---------	-----------	----------	------	---------

Table 2 Parameter correction table for each bearing

Туре	Rear stern bearing	Front stern bearing	Thrust bearing
Corrected eccentricity	0.9559	0.8206	0.7826
Correction of offset angle /rad	0.3696	0.5094	0.5471

不计,因此其油膜压力在轴向上整体呈现先高后低 对称分布的现象,压力最大值均在轴承中截面处。



(c) Thrust bearing Fig. 4 Dimensionless oil film pressure distribution for each bearing

3.2 油膜刚度求解

本文将实船轴系的后艉轴承等效为6个轴承单 元支撑,前艉轴承等效为5个轴承单元支撑,推力轴 承等效为3个轴承单元支撑。等效模型支承图如图5 所示。

考虑轴系运行工况为70r/min,在上述各轴承油



Fig. 5 Equivalent support diagram for each bearing

膜压力分布求解的基础上,采用小扰动法,对油膜刚 度进行求解。

首先对小扰动量进行确定,选取后艉轴承的1, 3,5号、前艉轴承的2,3号以及推力轴承的2号等效 轴承单元垂向支承刚度作为参考对象,分别计算不 同扰动量下各轴承油膜的等效垂向支承刚度值,如 表3和表4所示。

 Table 3 Rear stern bearing equivalent support spring stiffness at different disturbance amounts

Amount of	Equivalent vertical support stiffness/(N/m)			
disturbance/µm	1#	2#	3#	
10	2.2778×10 ⁹	1.0558×10^{9}	5.739×10 ⁸	
8	2.0638×10 ⁹	1.0175×10 ⁹	5.621×10 ⁸	
6	1.9243×10 ⁹	9.886×10 ⁸	5.538×10 ⁸	
4	1.8343×10 ⁹	9.691×10 ⁸	5.479×10 ⁸	
2	1.7863×10 ⁹	9.594×10 ⁸	5.430×10 ⁸	
1	1.7752×10 ⁹	9.572×10 ⁸	5.415×10 ⁸	
0.5	1.7729×10 ⁹	9.561×10 ⁸	5.412×10 ⁸	
0.1	1.7724×10 ⁹	9.561×10 ⁸	5.423×10 ⁸	

Table 4Equivalent bearing spring stiffness of front sternbearing and thrust bearing at different disturbance amounts

Amount of	Equivalent vertical support stiffness/(N/m)			
disturbance/	Front ster	Front stern bearing		
μm	2#	3#	2#	
80	3.5540×10 ⁸	3.3480×10 ⁸	1.5464×10 ⁹	
60	3.0827×10 ⁸	3.0774×10^{8}	8.3499×10 ⁸	
40	1.8179×10^{8}	1.8132×10^{8}	6.2897×10 ⁸	
20	1.4605×10 ⁸	1.4567×10 ⁸	5.4704×10 ⁸	
10	1.3920×10 ⁸	1.3882×10 ⁸	5.4704×10 ⁸	
1	1.3718×10 ⁸	1.3698×10 ⁸	5.3101×10 ⁸	
0.5	1.3738×10 ⁸	1.3738×10 ⁸	5.3376×10 ⁸	

通过表3和表4,可得如图6所示扰动量-轴承刚 度关系图。

结合上述分析可知,各轴承等效支点刚度随扰 动量的减小而减小,并逐渐趋于某一稳定值,因此选 取后艉轴承扰动量为0.1µm,前艉轴承和推力轴承扰 动量为0.5µm,可进一步计算获得各轴承等效支点处 的轴承刚度,如表5所示。

3.3 转速变化对轴承油膜支承刚度影响分析

在轴系转速范围内选取以下运行工况点:70,110, 150,190,211r/min,由于转速的改变主要改变轴承油 膜厚度分布,即改变了轴承油膜的偏心率及偏位角, 从而引起油膜承载力的改变,进而引起轴承油膜刚 度的变化,因此,本节以后艉轴承为研究对象,首先



Fig. 6 Perturbation amount-bearing stiffness relationship diagram

 Table 5
 Equivalent fulcrum support spring stiffness table for each bearing

T	Equivalent	Equivalent support stiffness/(×10 ⁸ N/m)			
Туре	support points	K	K _{xx}	K_{yx}	K_{xy}
	1#	17.724	1.904	6.821	2.583
	2#	13.642	1.529	5.423	1.577
Rear stern	3#	9.561	1.078	3.830	0.833
bearing	4#	7.045	0.808	2.879	0.492
	5#	5.423	0.632	2.236	0.257
	6#	3.690	0.411	1.510	0.126
	1#	1.0453	0.2348	0.6448	0.0532
_	2#	1.3738	0.3261	0.8811	0.0606
Front stern bearing	3#	1.3738	0.3281	0.8851	0.0610
bearing	4#	1.3738	0.3263	0.8811	0.0606
	5#	1.0934	0.2454	0.6729	0.0552
	1#	4.0170	1.0475	2.7651	0.1168
Thrust bearing	2#	5.3376	1.4389	3.7831	0.1493
bearing	3#	4.1958	1.0950	2.8889	0.1216

计算不同转速条件下轴承油膜的偏心率和偏位角, 如表6所示,并获取各运行工况下的后艉轴承油膜压 力分布图,如图7所示,进一步以后艉轴承2#等效支 承点为例,求得2#等效支承油膜刚度随转速的变化 规律,如图8所示。

Table 6	Correction table of eccentricity and eccentricity
angle of r	ear stern bearing under different speed conditions

Rotational speed/(r/min)	Correction parameter		
	Corrected eccentricity	Correction of offset angle/rad	
70	0.9559	0.3696	
110	0.9177	0.4355	
150	0.8805	0.4834	
190	0.8448	0.5202	
211	0.8266	0.5389	

由图 7 和图 8 可知,随着轴系转速的提高,后艉 轴承无量纲油膜峰值压力相对降低,油膜压力沿轴 向和周向分布更加均匀,油膜压力峰值逐渐向轴承 中截面靠近,后艉轴承 2#等效支点刚度随转速的增 加整体呈现下降趋势,其中垂向支承刚度下降趋势 明显,表明随着轴转速的提高,轴承倾斜角的影响逐 渐减小,其等效支点位置逐渐向轴承中截面靠近,使 得靠近螺旋桨端的 2#等效支承刚度降低,轴承油膜 的整体润滑和支承性能逐渐变好。

4 螺旋桨激振力特性分析

4.1 螺旋桨激振力流体仿真计算

螺旋桨激振力是受其艉部不均匀伴流场工作环 境影响而产生的桨叶上呈周期性变化的激振力,本 文选取当螺旋桨推力趋于稳定时的周期内激振力的 平均值来近似代替螺旋桨在某工况下的激振力幅 值,选用流体数值仿真对螺旋桨激振力进行了基于 稳态条件下的求解。

(1)求解域建立及网格划分

为充分考虑螺旋桨所受艉部伴流场的影响,分 别针对螺旋桨和壳体建立流体计算圆柱形旋转域和 外流域,并对旋转域进行了网格局部加密,外流域网 格密度适当减小,可在保证结果精确度的基础上节 约计算成本和时间。

由流域网格划分结果可知,外流域网格数为 6019193,单元节点数为1087966,旋转域网格数为 4410980,单元节点数为810143,总体网格数在 1043万左右,且网格单元质量平均在0.837左右,满 足计算要求。流域网格划分结果示意图如图9,10 所示。

(2)求解模型选择及边界条件设置

根据运行工况确定航速以及螺旋桨转速,基于 k-ωSST湍流计算模型、Coupled耦合求解法以及来流 法,设定速度入口、压力出口等边界条件,将旋转域



Rear stern bearing dimensionless oil film pressure distribution under different operating conditions



Fig. 8 Stiffness variation diagram of equivalent pivot point of rear stern bearing 2#

设为旋转参考系,并确定旋转轴。

Fig. 7

(3)流体仿真求解及结果后处理

通过仿真计算,可获得不同工况下螺旋桨压力 分布图,进一步通过压力积分合成,可求解螺旋桨在 艉部伴流场作用下所受到的螺旋桨水动力。



Fig. 9 Calculation of watershed gridding diagram



Fig. 10 Rotational domain meshing of the propeller

4.2 转速变化对螺旋桨激振力影响分析

为分析转速与螺旋桨激振力之间的内部关系, 通过压力积分进一步求解螺旋桨在三维方向上产生 的力和力矩。

本文结合螺旋桨的水动力特性,考虑模型实际 条件,选取伴流分数ω = 0.35,通过式(1)分别计算获 取经济转速工况和最大转速工况下的螺旋桨进速系 数,分别为0.364和0.537。

$$J = \frac{v_{\rm A}}{nD} = \frac{v(1-\omega)}{nD} \tag{1}$$

式中J为进速系数; v_{A} 为螺旋桨进速,m/s;v为模型航速,m/s;n为螺旋桨转速,r/s;D为螺旋桨直径,m。

为确定不同转速条件下对应的航速,本文选取 两种典型工况下进速系数的平均值0.4505作为其余 各工况的进速系数,从而确定其余各工况转速下所 对应的航速。

分别选取转速为70,110,150,190,211r/min,计 算各转速条件下螺旋桨激振力的三向力和力矩,并绘 制图11所示曲线变化图。

通过图11(a)可知,螺旋桨所受三向力随转速的



Fig. 11 Three-directional forces and moments on the propeller at different speed conditions

增加整体呈现上升趋势,但以螺旋桨转速190r/min为界,在190r/min后,轴向力和径向力随转速的增加,呈下降趋势;垂向力在最大转速后随转速的增加而急剧增加。

通过图 11(b)可知,在螺旋桨 70r/min 和 190r/min 之间,螺旋桨所受三向力矩随转速的增加近似呈现 线性增加的趋势,在 190r/min后,轴向力矩增加趋势 减缓,径向力矩表现为急剧下降现象,垂向力矩则表 现为急剧上升趋势。

上述现象的产生不仅受螺旋桨本身转速和航速 的影响,螺旋桨本身的设计参数也是造成该现象的 主要原因之一,如螺旋桨的直径比、盘面比以及桨叶 叶数等,使得该螺旋桨在所允许的转速范围内具有 良好的推进性能,在临近最大转速时,受螺旋桨本身 参数影响,其推进性能逐渐恶化。

5 轴系动力学特性影响研究

5.1 轴承动载荷及轴线变形状态影响研究

为研究轴系在轴转速、轴承油膜力以及螺旋桨 激振力等多动态因素影响下的轴承动载荷状态和轴 线变形状态,本节提出基于转速的中间变量法,以 桨-轴-壳体系统为研究对象,选取轴系运行工况为 70,110,150,190,211r/min,将轴系各轴承视为连续 多点连续支承方式,代替传统的单点支承方式,基于 3.3节中对轴转速与油膜支承刚度之间关系的分析, 求解各等效支承点处的刚度,来代替传统轴系计算 中的刚度经验值,在此基础上,基于第4节中螺旋桨 激振力,并通过单向流固耦合的方式,将其作用于 桨-轴-壳体系统中,通过计算可得各轴承动载荷参 数及轴线变形状态随转速的变化规律,如图12,13 所示。

通过图 12,13可知,轴系在设计转速范围内,即 70~211r/min内,对于后艉轴承,其靠近螺旋桨端的等 效支点 1#,2#和 3#处的支承状态在整个转速区间内 表现为压缩性,其支承载荷值逐渐减小,4#支承状态 在 70r/min工况下表现为伸展性,随转速的增加逐渐 表现为压缩性,且其支承载荷值逐渐增大,5#和 6#处 的支承状态整体表现为伸展性,其支承载荷值逐渐 减小;对于前艉轴承,各等效支承点的支承状态整体 表现为压缩性,但在整个转速区间范围内,各支承载 荷值变化量不大,整体呈现波浪式起伏状态;对于推 力轴承,对于推力轴承,各等效支点支承载荷值呈现 逐渐减小的趋势,且相邻轴承载荷也逐渐减小,进一



Fig. 12 Equivalent pivot point load and load difference distribution of each bearing under different speed conditions

步通过轴系总体变形图可知,在设计转速范围内,轴 系总变形值逐渐增大,但总体变形趋势基本不变,轴 线状态存在一定的改善。上述现象的产生主要是由 于转速的改变,使得各轴承的等效支承点支承刚度 发生了改变,结合不同转速下各轴承等效刚度表可 知,随转速的增加,各等效支承刚度逐渐降低,且转 速的增加,使得螺旋桨激振力对轴系的"抬平"效果 更加明显。

5.2 轴系振动特性影响研究

本文基于稳态条件下计算螺旋桨激振力,受单向流固耦合和来流法局限性的影响,使得耦合于 桨-轴系统中的螺旋桨激振力为当螺旋桨推力趋 于稳定时的周期内的平均值,而实际的螺旋桨激振力表现为周期性变化的交变力,因此本文将求取的螺旋桨激振力合成为三个方向的分力,通过施加 谐响应分析来代替周期性的螺旋桨激振力,如表7 所示。

在后艉轴承及法兰连接处选取振幅较大的两个 参考点,通过谐响应分析法来求解轴系的振动特性。

(1)纵振幅频响应

通过图 14可知,考虑轴转速的影响,各参考点处的幅频响应变化主要表现为振动幅值的改变,对轴系的一阶纵振固有频率 53.333Hz 基本没有影响,即

 Table 7
 Propeller three-way isoelectricity table at each speed operating condition

Rotational speed/(r/min)	Three-way excitation force of propeller /N		
	Axial force- F_x	Vertical force- F_y	Lateral force– F_z
70	24682.551	75.751	269.929
110	50964.156	650.753	599.781
150	94387.914	1228.635	1081.247
190	151243.330	2003.047	1713.171
211	139376.690	3907.033	1395.471



Fig. 13 Overall deformation curve of shaft system under different speed conditions





随转速的增加,各参考点处的共振峰值整体呈上升 趋势,总体幅频响应变化趋势基本不变,而共振频率 峰值最大值出现于190r/min运行工况下。该现象的 产生主要是由于随转速的增加,螺旋桨激振力的等效 轴向分力增大,使得纵振幅值增大,且190r/min条件下 的轴向激振力对该共振频率有更大的共振贡献。

(2)回振幅频响应

由图15可知,各参考点振动幅值随转速的增加,

整体呈现上升的趋势。在垂向响应中,当共振频率 为37.333Hz时,转速为211r/min时后艉轴承和法兰参 考点共振峰值最大。在横向响应中,两参考点的共 振峰值均出现于190r/min工况下,对于后艉轴承参考 点,当共振频率为14.667Hz时,共振峰值最突出;对 于法兰参考点,最大共振峰值出现于26Hz共振频率 下。该现象的产生可能是相较于其他工况,该转速 下的横向激振力对该共振频率有更大的共振贡献; 且由于考虑了轴承油膜刚度和螺旋桨激振力随转速 的变化关系,使得轴系的结构特性以及受力状态发 生改变,进而使不同转速工况下的幅频响应曲线发 生偏移,但总体变化趋势基本相同。





6 结 论

本文通过研究,得到如下结论:

(1)转速的提高在改善后艉轴承油膜压力分布的基础上,使得后艉轴承的整体支承刚度降低。

(2)通过进速系数确定转速与航速的对应关系 具有合理性和可行性。激振力随转速的增加整体呈 上升趋势,在临近最大转速时,激振力在轴向和径向 上的分力及分力矩呈现不同程度的减缓和降低,垂 向力和垂向力矩则表现为急剧增加趋势。

(3)转速的增加主要改变了轴系各轴承的支承 动载荷状态,使后艉-前艉轴承载荷差值和前艉-推 力轴承载荷差值分别降低了13398N和11102N,整体 载荷分布更加均匀,而轴线状态的整体变形趋势不 变;对于振动特性,各参考点的幅频响应曲线在不同 转速条件下存在偏移现象,振幅值随转速的增加,整 体呈上升趋势,而共振频率处的峰值受特定转速影 响较大,其中在190r/min运行工况下,各参考点在 53.333Hz的轴向共振频率,14.667Hz和26Hz的横向 共振频率下的共振峰值最大。

致 谢:感谢湖北省自然科学基金和军内科研基金的 资助。

参考文献

- [1] 温小飞.船舶推进轴系运行状态数学模型与故障信息 提取方法研究[D].武汉:武汉理工大学,2018.
- [2] 王永亮,王鹏潇,刘子豪,等.基于非线性油膜力的 滑动轴承动力特性系数识别方法[J].推进技术, 2017,38(3):184-190.(WANG Yong-liang, WANG Peng-xiao, LIU Zi-hao, et al. Identification Method of Rotordynamic Coefficients of Sliding Bearing Based on Nonlinear Oil Film Force[J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(3):184-190.)
- [3] 蔡保刚.船舶推进轴系轴承稳态负荷计算方法与试验 研究[D].舟山:浙江海洋大学,2019.
- [4] 黄杰雄.基于遗传算法的轴系校中计算优化方法研究[J].中国水运(下半月),2021,21(8):47-48.
- [5] Pan J, Farag N, Lin T, et al. Propeller Induced Structur-

al Vibration Through the Thrust Bearing, [C]. Adelaide: Australia Acoustical Society Conference, 2002.

- [6] Nicole K. Structural and Acoustic Responses of a Submarine Hull Due to Propeller Forces [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 325(1): 266-286.
- [7] Chertock G. Forces on a Submarine Hull Induced by the Propeller [J]. Journal of Ship Research, 1965, 9(2): 122-130.
- [8] 尹红升,刘金林,施 亮,等.船舶柔性推进轴系校中特性研究[J].推进技术,2022,43(4):401-409:200644. (YIN Hong-sheng, LIU Jin-lin, SHI Liang, et al. Alignment Characteristics of Ship Flexible Propulsion Shafting[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022,43 (4):401-409:200644.)
- [9] 朱脉滕.船舶推进轴系动态校中的轴承润滑特性分析 [D].大连:大连理工大学,2020.
- [10] Brown M A, Shabana A A. Application of Multibody Methodology to Rotating Shaft Problems [J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 204(3): 439-458.
- [11] 林晞晨,周瑞平,肖能齐.油膜轴承负荷对船舶推进

轴系回旋振动的影响[J]. 武汉理工大学学报(交通科 学与工程版), 2015, 39(6): 1237-1240.

- [12] 林晞晨.船舶推进轴系回旋振动关键因素及机理研究 [D].武汉:武汉理工大学,2016.
- [13] 夏 极,蔡耀全,刘金林,等.轴承油膜动力特性系数对轴系回旋振动影响[J]. 舰船科学技术,2016,38
 (1):62-66.
- [14] 郭 鹏,华宏星,陈 锋,等.动态因素对轴系校中的影响分析[J].噪声与振动控制,2020,40(5): 65-70.
- [15] Murawski L. Axial Vibrations of a Marine Shaft Line: Calculations-Measurements Comparison [M]. US: WIT Press, 2001.
- [16] Murawski L. Axial Vibrations of a Propulsion System Taking into Account the Couplings and the Boundary Conditions [J]. Journal of Marine Science and Technology, 2004(9): 171-181.
- [17] Murawski L. Shaft Line Alignment Analysis Taking Ship Construction Flexibility and Deformations into Consideration[J]. Marine Structures, 2005, 18(1): 62-84.

(编辑:白 鹭)